

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

GABRIEL JULIO HOFFMANN

ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO TÉRMICO DE DISCOS DE FREIO DO TIPO  
SÓLIDO E VENTILADO

Joinville

2018

GABRIEL JULIO HOFFMANN

ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO TÉRMICO DE DISCOS DE FREIO DO TIPO  
SÓLIDO E VENTILADO

Trabalho apresentado como requisito para  
obtenção do título de bacharel no Curso de  
Graduação em Engenharia Automotiva do  
Centro Tecnológico de Joinville da  
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr.  
Eng.º

Joinville

2018

GABRIEL JULIO HOFFMANN

ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO TÉRMICO DE DISCOS DE FREIO DO TIPO  
SÓLIDO E VENTILADO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr. Eng.º  
Orientador  
Presidente

---

Prof. Marcos Alves Rabelo, Dr. Eng.º  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Thiago Antonio Fiorentin, Dr. Eng.º  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador por toda a ajuda, paciência e conhecimento que me disponibilizou para que pudesse chegar a esse objetivo.

Agradeço aos meus pais e minha irmã, que sempre me deram apoio e deram incentivo em todas as minhas escolhas e sem eles, nada disso teria acontecido.

Agradeço a minha namorada, pela paciência e incentivo que sempre me proporcionou durante a trajetória deste trabalho.

Agradeço a todos os meus amigos que também me apoiaram e auxiliaram na realização do trabalho.

## RESUMO

A criação do freio foi um grande avanço para a humanidade, tornando segura a locomoção e transportes de cargas para várias áreas de desenvolvimento. Hoje, é possível destacar dois tipos de freio muito utilizados em automóveis: Tambor e disco, nos quais, consistem em remover a energia cinética do veículo e transformá-la em energia térmica via atrito, permitindo a diminuição de velocidade de modo seguro. O freio por se tratar de um sistema de segurança, é considerado um dos mais importantes do veículo, sendo constantemente estudado visando diminuir o índice de falha, na qual, a principal delas está relacionada com o superaquecimento do sistema, tomado o conhecimento que o principal fator para a variação acentuada de temperatura é induzido pelo atrito entre a pastilha de freio contra o disco. Com base nesses fatos, este trabalho tem como objetivo realizar uma análise numérica comparativa do processo de aquecimento e resfriamento de discos de freio do tipo sólido e ventilado. Os resultados mostram que os discos de freio ventilado apresentaram uma capacidade de arrefecimento de até 118,97 % maior em comparação ao disco sólido, sendo que o disco ventilado 1 apresentou a melhor capacidade de dissipar calor com uma média de 1599,00 W. Porém, durante o processo de frenagem, o disco ventilado 3 obteve uma temperatura menor no valor de 276,13 °C, contra 306,91 °C para o disco ventilado 1 e 291,53 °C para o disco ventilado 2.

**Palavras-chave:** Discos de freio do tipo sólido e ventilado. Energia térmica. Análise numérica.

## ABSTRACT

The creation of brake was a great advancement for the humanity, making the locomotion and load transports safe for several areas. Today, it is possible to highlight two types of brake widely used in vehicles: Drum and disc, which consist of removing the kinetic energy of the vehicle and transforming into thermal energy by friction, allowing the reduction of speed in a safe way. The brake can be considered one of the most important systems of the vehicle, because it is a security system, being constantly studied in order to decrease the failure rate, which the main problem is related with the overheating of the system, taken the previously knowledge that the main factor of accentuated variation of temperature is induced with the friction between pad and disc. Based on these facts, this work has as an objective to accomplish a comparative numerical analysis of the heating and cooling process of solid and ventilated brake discs. The results show the ventilated brake discs have a cooling capacity 118,97 % greater than a solid disc, with an average of 1599,00 W for the ventilated disc 1. However, in the braking process, the ventilated disc 3 had a lower temperature of 276,13 °C against ventilated disc 1 of 306,91 °C and ventilated disc 2 of 291,53 °C.

**Keywords:** Solid and ventilated brake discs. Thermal energy. Numerical analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Alavanca suspensa do pedal de freio. ....	20
Figura 2 – Servo Freio. ....	21
Figura 3 – Componentes de um freio a tambor. ....	22
Figura 4 – Diferentes tipos de freio a disco. ....	23
Figura 5 – Componentes do disco de freio. ....	25
Figura 6 – Disco sólido. ....	25
Figura 7 – Disco ventilado. ....	26
Figura 8 – Disco perfurado. ....	27
Figura 9 – Disco ranhurado. ....	27
Figura 10 – Disco de freio do tipo sólido. ....	29
Figura 11 – Desenho do disco sólido: (a) vista isométrica; (b) seção isométrica; e (c) seção lateral. ....	30
Figura 12 – Cotas da vista superior e frontal do disco sólido. ....	30
Figura 13 – Desenho do disco ventilado 1: (a) vista isométrica (a); (b) seção isométrica; e (c) seção lateral. ....	31
Figura 14 – Cotas da vista superior e frontal do disco ventilado 1. ....	31
Figura 15 – Vista superior dos discos ventilados 1,2 e 3. ....	32
Figura 16 – Forças agindo durante o processo de frenagem. ....	35
Figura 17 – Coeficiente de atrito entre pneu/pista para diferentes condições. ....	36
Figura 18 – Regiões de aplicação do fluxo de calor no disco. ....	44
Figura 19 – Regiões de convecção no disco sólido externo. ....	44
Figura 20 – Regiões de aplicação da convecção nos canais do disco ventilado. ....	45
Figura 21 - Gráfico da Velocidade x Tempo. ....	48
Figura 22 – Temperatura do disco sólido após a frenagem. ....	51
Figura 23 – Temperatura do disco sólido após 60 s de resfriamento. ....	51
Figura 24 – Temperatura x tempo. ....	52
Figura 25 – Taxa total de calor dissipada para o ambiente por convecção. ....	53
Figura 26 – Temperatura do disco ventilado 1 após a frenagem. ....	54
Figura 27 – Temperatura do disco ventilado 2 após a frenagem. ....	54
Figura 28 – Temperatura do disco ventilado 3 após a frenagem. ....	54
Figura 29 – Temperatura do disco ventilado 1 após 60 s de resfriamento. ....	55
Figura 30 – Temperatura do disco ventilado 2 após 60 s de resfriamento. ....	55

Figura 31 – Temperatura do disco ventilado 3 após 60 s de resfriamento. ....	56
Figura 32 – Temperatura dos quatros discos de freio. ....	57
Figura 33 – Taxa de calor dissipada nos canais dos discos ventilados. ....	59
Figura 34 – Taxa de calor dissipada em todos os discos apenas na parte externa. ....	59
Figura 35 – Temperatura e taxa total de calor dissipada em função do tempo. ....	60



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões dos canais para o disco ventilado.....	32
Tabela 2 – Propriedade física do ferro fundido cinzento FC-150. ....	33
Tabela 3 – Coeficientes a e b em função do tipo de pneu. ....	35
Tabela 4 – Parâmetros de malha para o disco sólido.....	46
Tabela 5 – Parâmetros de malha para o disco ventilado 1.....	46
Tabela 6 – Resultados da dinâmica de frenagem. ....	47
Tabela 7 – Resultados da energia cinética, potência de frenagem e fluxo de calor. ....	49
Tabela 8 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco sólido. ....	49
Tabela 9 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 1. ....	49
Tabela 10 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 2. ....	50
Tabela 11 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 3. ....	50
Tabela 12 – Temperatura máxima em cada disco. ....	57
Tabela 13 – Temperatura no fim da frenagem ....	58
Tabela 14 – Temperatura de resfriamento em intervalos de tempo. ....	58

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

A.C – Antes de Cristo

NBR – Norma Brasileira

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

Nb – Nióbio

Ti – Titânio

Mo – Molibdênio

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{m,1}$	Área da seção média do canal do disco ventilado 1	$[m^2]$
$A_{m,2}$	Área da seção média do canal do disco ventilado 2	$[m^2]$
$A_{m,3}$	Área da seção média do canal do disco ventilado 3	$[m^2]$
$A_{m,x}$	Área da seção média dos canais	$[m^2]$
$A_e$	Área de entrada do canal	$[m^2]$
$A_s$	Área de saída do canal	$[m^2]$
$A_f$	Área projetada da seção frontal do veículo	$[m^2]$
$A_{contato}$	Área de contato da pista que sofre fricção por meio da pastilha	$[m^2]$
$c_a$	Calor específico do ar	$[J/kg.K]$
$c_f$	Calor específico do ferro fundido FC-150	$[J/kg.K]$
$a$	Coeficiente a em função do tipo de pneu	$[-]$
$b$	Coeficiente b em função do tipo de pneu	$[-]$
$C_x$	Coeficiente de arrasto	$[-]$
$\mu$	Coeficiente de atrito entre pneu/pista	$[-]$
$h$	Coeficiente de Convecção	$[W/m^2.K]$
$h_{f,i}$	Coeficiente de convecção forçada inicial	$[W/m^2.K]$
$h_{f,ma}$	Coeficiente de convecção forçada média durante o período de aceleração ( $h_{f,ma}$ )	$[W/m^2.K]$
$h_{f,mf}$	Coeficiente de convecção forçada média durante o período de frenagem	$[W/m^2.K]$
$\alpha_f$	Coeficiente de expansão térmica linear do ferro fundido FC-150	$[\mu m/m.K]$
$f_r$	Coeficiente de resistência à rolagem	$[-]$
$l$	Comprimento do canal	$[m]$
$k_a$	Condutividade térmica do ar	$[W/m.K]$
$k_f$	Condutividade térmica do ferro fundido FC-150	$[W/m.K]$
$\alpha$	Constante que resulta no tempo que levará para a equação convergir	$[-]$
$k$	Correção para a massa de inércia dos componentes do veículo que sofrem rotação	$[-]$
$\rho_f$	Densidade do ferro fundido FC-150	$[kg/m^3]$
$a_x$	Desaceleração do veículo	$[m/s^2]$
$D$	Diâmetro externo do disco de freio	$[m]$

$d_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$d_i$	Diâmetro interno do disco de freio	[m]
$d$	Distância de frenagem	[m]
$E_b$	Energia cinética	[J]
$E_{bd}$	Energia cinética no eixo dianteiro	[J]
$q''_{\text{externa}}$	Fluxo de calor aplicado na pista externa do disco	[W/m <sup>2</sup> ]
$q''_{\text{interna}}$	Fluxo de calor aplicado na pista interna do disco	[W/m <sup>2</sup> ]
$F_b$	Força de frenagem	[N]
$F_{bf}$	Força de frenagem no eixo dianteiro	[N]
$F_{br}$	Força de frenagem no eixo traseiro	[N]
$\rho_a$	Massa específica do ar	[kg/m <sup>3</sup> ]
$m$	Massa total do veículo	[kg]
$P_r$	Número de Prandtl	[-]
$R_e$	Número de Reynolds	[-]
$p_{m,1}$	Perímetro médio do canal do disco ventilado 1	[m]
$p_{m,2}$	Perímetro médio do canal do disco ventilado 2	[m]
$p_{m,3}$	Perímetro médio do canal do disco ventilado 3	[m]
$p_{m,x}$	Perímetro médio dos canais	[m]
$W$	Peso do veículo	[N]
$P_{bd,externa}$	Potência de frenagem na pista externa do disco	[W]
$P_{bd,interna}$	Potência de frenagem na pista interna do disco	[W]
$P_{bd}$	Potência de frenagem no eixo dianteiro	[W]
$r_{\text{pneu}}$	Raio do pneu	[m]
$R_r$	Resistência à rolagem	[N]
$R_{rf}$	Resistência à rolagem nos pneus dianteiros	[N]
$R_{rr}$	Resistência à rolagem nos pneus traseiros	[N]
$R_a$	Resistência aerodinâmica	[N]
$n_t$	Rotações por minuto	[RPM]
$t_r$	Tempo de duração do movimento do veículo	[s]
$h_0$	Valor do coeficiente de convecção médio	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_f$	Valor do coeficiente de convecção para a velocidade de 100 km/h	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\dot{V}_e$	Vazão volumétrica de ar na entrada do canal	[m <sup>3</sup> /s]
$\dot{V}_s$	Vazão volumétrica de ar na saída do canal	[m <sup>3</sup> /s]

$\vartheta$	Velocidade	[m/s]
$\vartheta_e$	Velocidade de ar na entrada do canal	[m/s]
$\vartheta_s$	Velocidade de ar na saída do canal	[m/s]
$\vartheta(t)$	Velocidade em função do tempo	[m/s]
$\vartheta_i$	Velocidade inicial	[m/s]
$\vartheta_{\text{canal},m}$	Velocidade média do ar dentro dos canais	[m/s]
$\mu_d$	Viscosidade dinâmica do ar	[kg/m.s]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1	OBJETIVOS .....	17
1.1.1	Objetivo Geral.....	17
1.1.2	Objetivos Específicos .....	17
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>18</b>
2.1	SISTEMAS DE FREIO .....	18
2.1.1	Sistema de freio hidráulico.....	19
2.1.2	Freio a tambor.....	21
2.1.3	Freio a Disco.....	22
2.2	TIPOS DE DISCOS DE FREIO .....	24
2.2.1	Disco sólido .....	25
2.2.2	Disco ventilado .....	26
2.2.3	Disco perfurado.....	26
2.2.4	Disco ranhurado.....	27
2.3	PROBLEMAS COM FREIOS .....	28
2.4	ESTADO DA ARTE .....	28
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>29</b>
3.1	CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DOS DISCOS DE FREIO .....	29
3.2	MATERIAL.....	33
3.3	DINÂMICA DE FRENAGEM.....	33
3.3.1	Máxima desaceleração.....	34
3.3.2	Distância e tempo de frenagem.....	37
3.3.3	Energia de frenagem, potência de frenagem e fluxo térmico .....	37
3.4	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO .....	39
3.5	MÉTODO DE SIMULAÇÃO TÉRMICA DOS FREIOS A DISCO.....	42

3.5.1	Regiões de aplicação do fluxo de calor e convecção.....	43
3.5.2	Teste de independência de malha .....	45
4	RESULTADOS .....	47
4.1	PARÂMETROS DA DINÂMICA DE FRENAGEM E ACELERAÇÃO.....	47
4.2	PARÂMETROS DA ANÁLISE TÉRMICA.....	48
4.3	DISCO SÓLIDO .....	50
4.4	DISCOS VENTILADOS .....	53
4.5	COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO DOS DISCOS DO TIPO SÓLIDO E VENTILADO.....	56
5	CONCLUSÕES.....	61
	REFERÊNCIAS.....	63

## 1 INTRODUÇÃO

De acordo com pesquisas arqueológicas, a primeira roda foi criada aproximadamente nos anos 3000 A.C pela civilização Suméria. Sua criação foi um grande avanço para a humanidade, pois facilitou a locomoção e transportes de cargas, o que culminou em grandes avanços para várias áreas de desenvolvimento. Porém, com o passar dos tempos, a velocidade dos veículos foi aumentando, gerando necessidades importantes, como regular, moderar ou cessar seu movimento. (DIULGHEROGLO, 2007)

Com isso surgiu a criação do freio, que é um dos componentes de segurança mais importantes em um veículo de locomoção. Esse sistema consiste em remover a energia cinética do veículo e transformá-la em energia térmica via atrito, permitindo a diminuição da velocidade de modo seguro (STEPHENS, 2006). O sistema mais utilizado na área automotiva, são os freios hidráulicos, sendo classificados em freio a tambor e disco.

O freio a tambor consiste basicamente em um tambor, geralmente fabricado de ferro fundido, que gira juntamente com a roda, tendo dentro dela duas sapatas semicirculares com lonas fixas, sendo que no processo de frenagem, as lonas ao serem empurradas contra o tambor, geram atrito e reduzem a velocidade (AGRESTI, 2014). Além de atuar na frenagem do veículo, o freio a tambor atua como freio de estacionamento e freio de emergência em caso de perda parcial ou total do freio dianteiro (DIULGHEROGLO, 2007).

Com o aumento da potência dos veículos, a dissipação de calor necessária nas frenagens aumentou, gerando problemas, como a perda temporária do freio que ocorre devido à altas temperaturas no material de fricção, a qual, diminui o coeficiente de atrito entre o material de fricção e o tambor, reduzindo a efetividade a ponto de provocar a total falha da função (STEPHENS, 2006). Consequentemente, sua aplicação se tornou mais viável para a parte traseira do veículo, por possuir menor efetividade térmica e estabilidade.

Para contornar esse problema, foi desenvolvido o freio a disco, cujo funcionamento consiste em deslocar o êmbolo, que por sua vez provoca o contato da pastilha de freio contra as duas faces do disco, gerando atrito e consequentemente a força necessária para reduzir a velocidade (GARDINALLI, 2005). Sua utilização é observada na maioria dos veículos atuais, principalmente na parte dianteira, devido à melhor dissipação de calor, grande eficiência de



frenagem em altas temperaturas pela não dilatação do disco e fácil manutenção. Existem quatro tipos de discos freio: Disco sólido, ventilado, perfurado e ranhurado, com características próprias que devem ser analisadas durante o projeto do sistema de freio como, por exemplo, a capacidade em dissipar calor, sendo que os mais utilizados no dia a dia em veículo de passeio são do tipo sólido e ventilado.

Dentre os diferentes fatores que influenciam o processo de frenagem, destaca-se o forte efeito da temperatura dos componentes do sistema de frenagem. Por este motivo, observa-se um grande número de estudos realizados pela área acadêmica e pela indústria automotiva em busca de soluções para evitar o superaquecimento do sistema e consequentemente sua falha. Segundo Belhocine e Abdullah (2014), o principal fator para a variação acentuada de temperatura é induzido pelo atrito entre a pastilha de freio contra o disco.

Segundo Belhocine e Bouchetara (2011), foi analisado o comportamento térmico de um disco sólido e ventilado em um estado transiente, utilizando o programa ANSYS. O estudo teve como objetivo analisar a distribuição de temperatura durante o intervalo de frenagem, discutindo a influência do tipo de disco, da geometria e do material utilizado. Como resultado, demonstrou-se que a geometria do disco ventilado radial, apresenta grande importância no resfriamento do disco durante a fase de frenagem. Além disso, o disco de freio ventilado possui melhor resfriamento que o sólido.

Conforme Tehrani e Talebi (2012), foi realizado uma comparação de temperatura entre dois discos de freio ventilado. Um deles foi construído com material compósito e o outro de aço-liga em um modelo tridimensional. O resultado foi que para o disco feito de materiais compósitos a variação de temperatura é muito menor que o de aço-liga.

Por fim, Alnaqi, Barton e Brooks (2014) analisaram o desempenho térmico de um disco de freio automotivo em escala reduzida, com a vantagem de ter baixo custo e reduzir o tempo de desenvolvimento. A proposta foi comparada com um disco de freio em escala real, analisando por meio de um dinamômetro. Além disso, foi realizada uma simulação numérica por elementos finitos em duas dimensões, em que ambos os discos apresentaram temperaturas máximas muito próximas em sua superfície. Por fim, foi possível concluir que a análise de um disco de freio em escala reduzida é uma importante ferramenta para analisar um disco de freio em sua etapa inicial de desenvolvimento.

Com base nesses fatos, este trabalho descreverá os tipos de freios utilizados no setor automotivo e apresentará uma análise térmica numérica dos processos de aquecimento e resfriamento de discos de freio do tipo sólido e ventilado.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral realizar uma análise numérica do desempenho térmico de discos de freio do tipo sólido e ventilado para identificar qual é o mais efetivo para rejeitar o calor durante o processo de frenagem.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Identificar os principais tipos de discos de freio sólido e ventilado utilizados na indústria automotiva e representar as suas características geométricas;
- Desenvolver modelos matemáticos para descrever os processos de aquecimento e resfriamento de discos de freio sólido e ventilado;
- Comparar os resultados das simulações dos processos de aquecimento e resfriamento dos discos de freio sólido e ventilado;
- Identificar qual o tipo de sistema de freio é mais efetivo em relação ao resfriamento sob diferentes condições operacionais.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 SISTEMAS DE FREIO

Este capítulo tem como objetivo apresentar os conceitos que serão aplicados no decorrer do trabalho para se compreender os diferentes tipos de sistemas de freio, funcionamento, sua importância no setor automotivo e os principais modos de falha.

O sistema de freio almeja manter, reduzir e cessar o movimento de mecanismos ou veículos. Segundo a Bosch (2005), o freio é um elemento pertencente a um sistema com vários componentes mecânicos para gerar uma força de oposição ao movimento. De acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas (2016), o freio é definido como “[...] a combinação de peças cuja função é reduzir progressivamente a velocidade de um veículo em movimento, pará-lo ou mantê-lo estacionário no caso dele se encontrar parado.” (p. 3).

O sistema de freio deve suportar o peso do veículo e as forças que atuam sobre o mesmo. O funcionamento do sistema de freio consiste em transformar a energia cinética do veículo em energia térmica por meio do atrito, gerando grande quantidade de calor, que consequentemente deve ser dissipada (ROCHA, 2009). Quatro fatores são essenciais no sistema de freio, sendo importantes na hora de projetá-los: O peso do veículo, a velocidade, a desaceleração e a distância de frenagem.

A frenagem tem relação direta com o peso do veículo, ou seja, um veículo com determinado peso, tem capacidade de dissipar a energia de frenagem gerada para essa condição. Caso o peso seja duplicado, gerando uma sobrecarga, a energia necessária para frear o veículo também deve ser dobrada. Nesse caso, como o sistema de freio não possui capacidade para dissipar energia suficiente, resultará em uma distância maior de parada, além de produzir superaquecimento (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012).

Em relação à velocidade, a energia cinética se manifesta de forma quadrática na quantidade de calor gerada no momento da frenagem, ou seja, ao se duplicar a velocidade do veículo, é necessário quadruplicar a potência de frenagem (NICOLAZZI et al., 2012).

A desaceleração é outro parâmetro importante na modelagem de um freio. Uma grande desaceleração pode ser prejudicial para a saúde dos ocupantes e o contrário pode causar

acidentes. Porém, essas informações dependem do nível de conforto, segurança e dispositivos presentes no sistema de freio, sendo que, segundo Nicolazzi et al. (2012), a desaceleração média deve ser próxima de  $5,8 \text{ m/s}^2$ .

A distância de frenagem possui relação com todas as três características citadas anteriormente. A velocidade, os coeficientes de atrito e a inércia do sistema possuem uma maior relação com a distância de parada, enquanto que a desaceleração e a própria distância de frenagem possuem uma maior importância na eficiência do freio (NICOLAZZI et al., 2012).

Para realizar as funções descritas, os freios podem ser caracterizados a partir da sua função no veículo:

- Freio de serviço: Tem como função reduzir a velocidade do veículo até parar, de forma rápida, segura e eficaz em pistas ascendentes ou descendentes (NICOLAZZI et al., 2012).
- Freio de emergência: Em caso de falha do freio de serviço, sua utilização deve possibilitar a parada do veículo, em uma distância razoável (NICOLAZZI et al., 2012).
- Freio a motor: Utiliza o próprio funcionamento do motor para reduzir a velocidade do veículo. Sua utilização é recomendada em descidas, principalmente para caminhões, evitando o uso excessivo dos demais freios (FONSECA, 2009).
- Freio de estacionamento: Tem como objetivo manter o veículo imóvel, mesmo sendo em pistas ascendentes ou descendentes. O sistema deve ser puramente mecânico (BOSCH, 2005).

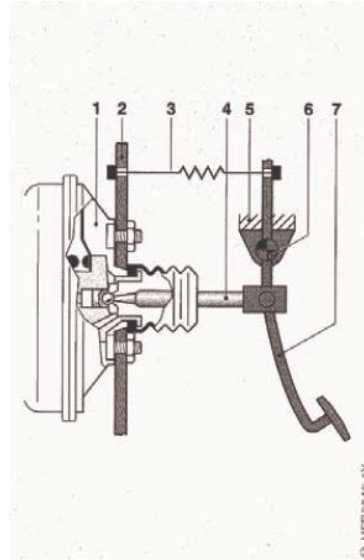
### **2.1.1 Sistema de freio hidráulico**

O sistema de freio hidráulico atualmente é o mais utilizado pelos automóveis por apresentar maiores vantagens como: ser silencioso, flexível, maior aplicação de força, que resulta em uma ação de frenagem equilibrada em cada roda (COSTA, 2002). Mesmo em caso de desgaste irregular das lonas ou pastilhas, o esforço de frenagem só acontece quando todas as peças estão apoiadas na superfície de operação (CHOLLET, 2002).

A força necessária para se realizar a frenagem do veículo é muito maior do que o motorista pode aplicar, sendo necessário um conjunto de sistemas para ampliar a força inicial por meio da transmissão de pressões por meio do fluido. Segundo Dias (2016), a força inicial é aplicada no pedal de freio, representado na Figura 1, composto por uma haste responsável por

realizar um braço de alavanca e multiplicar a força que é aplicada no pedal pelo motorista. Os componentes mostrados são: (1) servo-freio; (2) painel de compartimento do motor; (3) mola de retorno; (4) haste de acionamento; (5) fixação; (6) pino de articulação; e (7) pedal.

Figura 1 – Alavanca suspensa do pedal de freio.

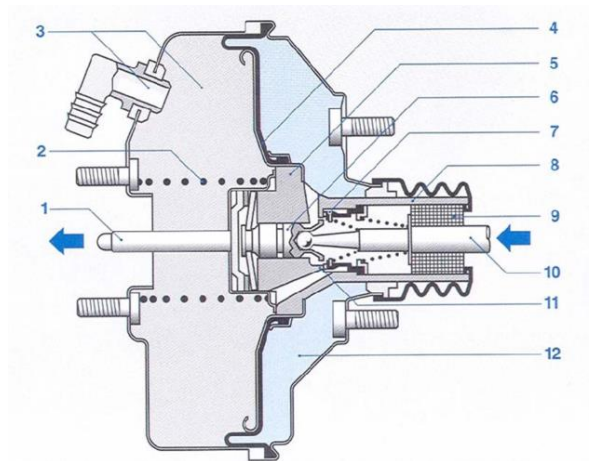


Fonte: Gardinalli (2005, p. 27).

Após o pedal, está localizado o servo freio, cuja função é multiplicar a força realizada pelo motorista para proporcionar maior conforto e segurança. O dispositivo mais comum em veículos de passeio é o servo freio a vácuo, cuja função é utilizar como energia o vácuo criado pelo motor acrescentado à pressão atmosférica (GARDINALLI, 2005).

Seu funcionamento, segundo Gradela (2013), ocorre a partir da força que foi aplicada pelo motorista no pedal transmitida pela haste de entrada, acionando o disco de reação. Em seguida, a válvula de controle de vácuo se fecha e a válvula de ar se abre, fazendo com que a pressão atmosférica atue sobre o diafragma, auxiliando a empurrar a haste, que por sua vez empurra o pistão no cilindro mestre. Na Figura 2 é apresentado o servo freio com os seguintes componentes: (1) haste do cilindro mestre; (2) mola; (3) câmara de vácuo e válvula de retenção; (4) diagrama e disco do diafragma; (5) pistão de acionamento; (6) êmbolo sensor; (7) válvula dupla; (8) corpo de válvula; (9) filtro de ar; (10) haste de conexão; (11) assento da válvula; (12) câmara de trabalho.

Figura 2 – Servo Freio.



Fonte: Gardinalli (2005, p. 28).

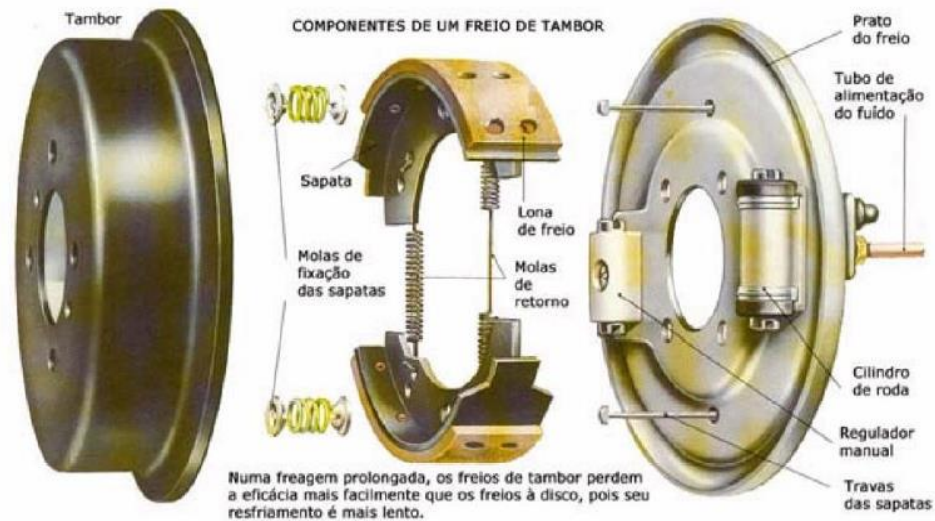
Após receber a força de acionamento do servo freio, o cilindro mestre produzirá pressão hidráulica por meio do fluido que recebe a partir do reservatório, levando o fluido de alta pressão até os elementos de fricção presentes nas quatro rodas, que atua nos êmbolos, na qual geram força e empurram as pastilhas contra o disco de freio, ou as sapatas para freios a tambores, permitindo a redução da velocidade do veículo (CHOLLET, 2002).

### 2.1.2 Freio a tambor

Os freios a tambor são comumente utilizados no eixo traseiro dos veículos populares produzidos no Brasil, por possuir um baixo custo em comparação ao freio a disco, além de uma baixa capacidade de dissipação de calor, pois a maior parte da energia durante a frenagem é transferida para o eixo dianteiro (GARDINALLI, 2005).

Segundo Yoshida (2013), o conjunto desse freio consiste basicamente em um tambor, geralmente fabricado de ferro fundido, que é ligado à roda e gira concomitantemente com ela, possuindo a mesma velocidade angular, representado na Figura 3. Seu funcionamento ocorre a partir da força de frenagem por meio do contato das lonas que revestem as sapatas na superfície interna do tambor. Isso ocorre devido à movimentação radial gerada por um atuador hidráulico, o cilindro de roda (KAWAGUCHI, 2005).

Figura 3 – Componentes de um freio a tambor.



Fonte: Costa (2002, p. 139).

Porém, Segundo Limpert (1999), os freios a tambor são altamente sensíveis à temperatura, não podendo exceder uma temperatura máxima entre 400 e 427 °C. Com o excesso de temperatura, as lonas são afetadas, perdendo a capacidade de realizar a frenagem temporariamente ou em definitivo em casos de grandes aquecimentos. Além disso, o diâmetro do tambor dilata com elevadas temperaturas e por sua carcaça ser fechada, a dissipação de calor é afetada, tornando-o menos eficaz.

### 2.1.3 Freio a Disco

O freio a disco representa o freio mais utilizado em automóveis nos dias atuais, devido à sua maior eficiência e melhor linearidade. Sua utilização ocorre tanto para o eixo dianteiro como traseiro, sendo este menos utilizado no Brasil, por razões de custo (GARDINALLI, 2005).

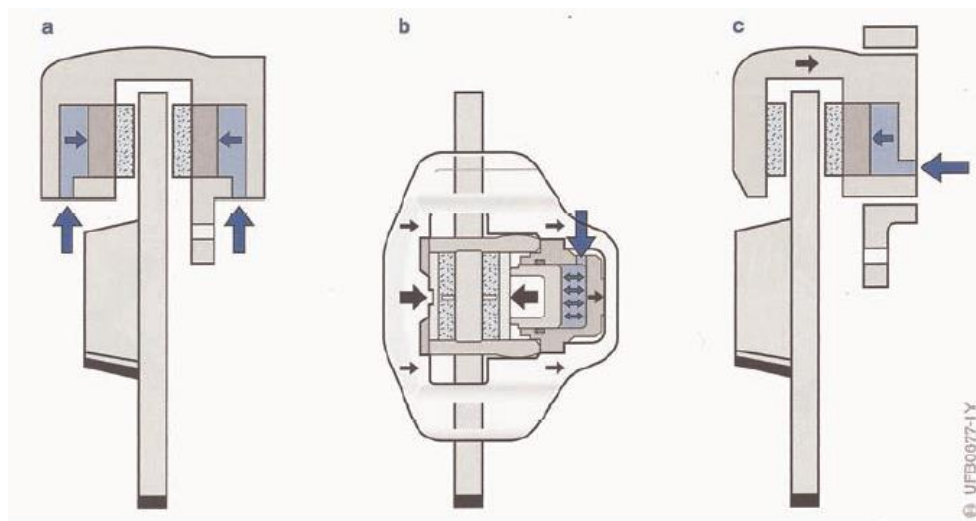
Diferentemente dos freios a tambor, que necessitam de um mecanismo para auxiliar a regulação automática, os freios a disco são autorreguláveis, e seu funcionamento consiste em deslocar o êmbolo por meio de uma movimentação axial, que por sua vez provoca o contato das pastilhas nas superfícies laterais do disco, gerando a força de frenagem necessária para reduzir a velocidade do veículo por meio do atrito (KAWAGUCHI, 2005).

Segundo Limpert (1999), a maior vantagem do freio a disco é a capacidade de operar com temperaturas elevadas, aproximadamente 800 °C, sem perder propriedades mecânicas e

desempenho durante o processo de frenagem. Outro benefício adicional, é a relação linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre pastilha e disco.

A disposição do freio no conjunto de roda pode ser dividida em (a) caliper fixo; (b) caliper flutuante; e (c) caliper do tipo deslizante, mostrado na Figura 4.

Figura 4 – Diferentes tipos de freio a disco.



Fonte: Gardinalli (2005, p. 34).

Segundo Diulgheroglo (2007), o caliper do tipo fixo não possui movimento relativo ao disco de freio, sendo muito utilizado em veículos esportivos ou de competição por ser mais robusto e leve. Esse tipo de caliper utiliza dois ou quatro êmbolos, atuando simultaneamente em cada lado do disco, permitindo uma pressão uniforme e maior, devido ao menor volume de fluido de freio em virtude de utilizar êmbolos de menor diâmetro, propiciando um desgaste balanceado da pastilha. Além disso, propicia uma melhor dissipação de calor devido à grande área de troca disponibilizada pelos êmbolos e pela área das pastilhas de freio.

O caliper do tipo flutuante é muito utilizado em veículos de passeio comuns por ter uma menor complexidade, menor custo e ser mais leve. Um ou dois êmbolos podem ser utilizados e sua localização ocorre apenas no lado interno do cilindro de roda, movimentando a pastilha interna contra o disco de freio por meio da pressão hidráulica aplicada (LIMPERT, 1999). Ao mesmo tempo, a pressão hidráulica consegue deslocar a carcaça no sentido oposto, fazendo com que a pastilha externa se movimente contra o disco de freio (KAWAGUCHI, 2005).

Segundo Limpert (1999), os freios a disco com caliper flutuante possuem várias vantagens em relação ao caliper fixo. São mais fáceis de instalar por não existir êmbolo na parte



externa da roda, possuem uma baixa temperatura de operação do fluido de freio, consequentemente, um baixo potencial de vaporização do fluido. De acordo com Kawaguchi (2005), isso ocorre devido à inexistência de circulação do fluido próximo de áreas com geração de calor.

Porém, a maior desvantagem do disco de freio com caliper flutuante é o grande potencial que a pastilha tem em arrastar devido ao retorno insuficiente do anel de vedação do êmbolo quando a pressão hidráulica do freio é liberada. Por mais, há uma maior probabilidade de ocorrer ruídos durante as frenagens, (LIMPERT, 1999).

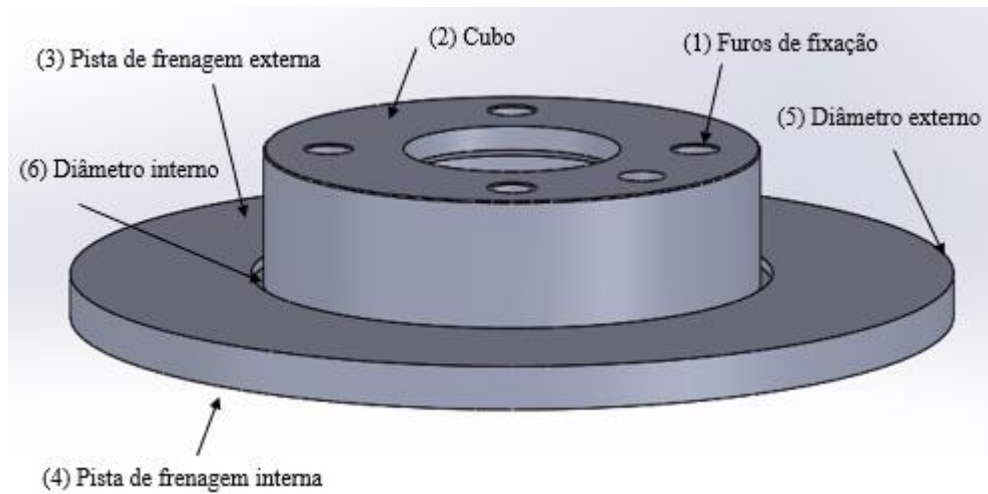
Para o caliper do tipo deslizante, segundo Gardinalli (2005), é comumente encontrado em veículos brasileiros, por possuir uma manutenção mais simples em relação ao caliper flutuante. Seu funcionamento é similar ao flutuante, a diferença está apenas em seu acionamento que ocorre por meio de guias, ao invés de pinos.

## 2.2 TIPOS DE DISCOS DE FREIO

Segundo Guesser et al. (2003), os discos de freio geralmente utilizam como material o ferro fundido, por apresentar boas propriedades que garantem a capacidade de amortecimento de vibrações, ruído, boa condutividade térmica, resistência ao desgaste, resistência mecânica, resistência à fadiga, módulo de elasticidade.

Na Figura 5, é apresentado um disco de freio e seus principais componentes: (1) furos de fixação; (2) cubo; (3) pista de frenagem externa; (4) pista de frenagem interna; (5) diâmetro externo e (6) diâmetro interno. Conforme Barbosa (2017), o cubo é acoplado no eixo do veículo e na roda por meio dos furos de fixação, a pista externa é localizada na parte próxima do aro enquanto a interna fica próxima do eixo, e são responsáveis por receber o atrito por meio da pastilha de freio.

Figura 5 – Componentes do disco de freio.

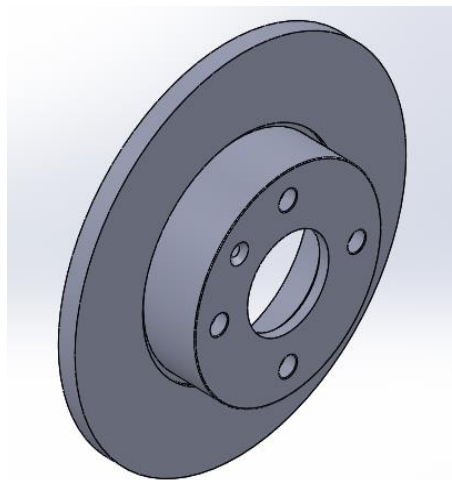


Fonte: O autor (2018).

### 2.2.1 Disco sólido

Os discos sólidos são discos de freio inteiros e maciços, como ilustrado na Figura 6. São modelos comumente utilizados em veículos de baixa potência, pois sua capacidade em dissipar calor é pequena devido à uma menor área de contato do disco com o ar ambiente.

Figura 6 – Disco sólido.

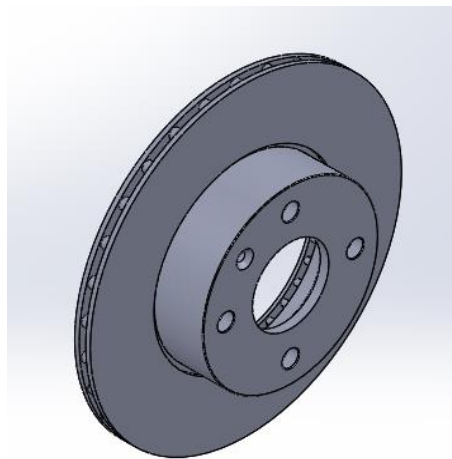


Fonte: O autor (2018).

### 2.2.2 Disco ventilado

O disco ventilado, representado na Figura 7, é formado por dois discos que são acoplados por uma câmara interna, composta por vários canais. Conforme Heisler (2002), o disco ventilado possui menor massa e conseqüentemente aquece mais durante a frenagem, porém, as forças inerciais geradas durante a rotação do disco permitem o acesso do ar entre os canais, que resulta em uma maior troca térmica em relação aos discos sólidos. Esses discos são empregados nos eixos dianteiros de veículos compactos mais potentes ou nos eixos traseiros de carros esportivos.

Figura 7 – Disco ventilado.

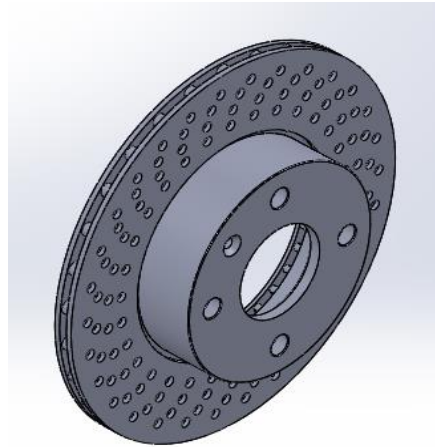


Fonte: O autor (2018)

### 2.2.3 Disco perfurado

O disco perfurado, apresentado na Figura 8, é um disco ventilado com a adição de perfurações nas pistas interna e externa, geralmente utilizados em veículos de competição. As pastilhas de freios acabam depositando material sobre o disco de freio devido às elevadas temperaturas, prejudicando a eficiência de frenagem. Com isso, as perfurações foram implementadas no disco como objetivo de realizar a limpeza da superfície, além de auxiliar na dissipação de calor e aumentar o atrito entre a pastilha e o disco, melhorando a potência de frenagem (RODRIGUEZ, 2018). A desvantagem do disco perfurado é apresentar um problema em relação à resistência mecânica, devido à menor área de contato da pastilha com o disco.

Figura 8 – Disco perfurado.

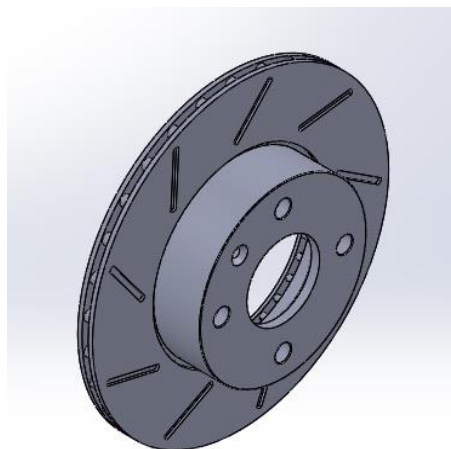


Fonte: O autor (2018).

#### 2.2.4 Disco ranhurado

Segundo Marketing (2017), os discos ranhurados, que pode ser visualizado na Figura 9, são considerados os melhores do mercado com características semelhantes ao do disco perfurado, como, realizar a limpeza do material depositado da pastilha de freio no disco, dissipação de calor, aumento do atrito entre a pastilha e o disco, além de possuir a vantagem de ter uma maior área de contato na pista, tornando-o mais resistente que o disco perfurado. Sua única desvantagem é causar maior desgaste nas pastilhas. Assim como os discos perfurados, geralmente são utilizados em veículos de competição.

Figura 9 – Disco ranhurado.



Fonte: O autor (2018).

### 2.3 PROBLEMAS COM FREIOS

O problema nos freios deve ser tratado com bastante seriedade, visto que se as temperaturas durante o processo de frenagem se tornarem muito elevadas, pode resultar na falha parcial ou completa do sistema de frenagem e trazer sérias consequências, reduzindo significativamente a segurança. Outros problemas como trincas no disco e ruído também ocorrem e são apresentados a seguir:

- Efeito *fade* – É a perda temporária de frenagem que ocorre em temperaturas muito altas no material de atrito. A alta temperatura reduz o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco (STEPHENS, 2006).
- Desgaste – Quando o disco de freio atinge elevadas temperaturas, a forma de contato entre a pastilha e o disco é alterada, tornando o desgaste do material de fricção irregular que diminui a vida útil da pastilha (IOMBRILLER, 2002).
- Trincas no disco – Ocorre devido à grandes taxas de trabalho aplicadas ao disco e à pressão não uniforme no contato da pastilha com o disco (IOMBRILLER, 2002).
- Aquecimento do cubo de roda – Ocorre devido à forma construtiva do disco de freio, que ocasiona o aquecimento do cubo de roda, prejudicando a lubrificação (NICOLAZZI et al., 2012).
- Ruído – Geralmente são gerados no contato entre a pastilha e o disco e é um dos principais estudos realizados até hoje.

### 2.4 ESTADO DA ARTE

No trabalho publicado por Silva (2016), foi realizado uma simulação numérica do disco ventilado por meio do programa SolidWorks após a aplicação sucessiva de cinco frenagens com um intervalo de trinta segundos. Este estudo consta obter o valor da temperatura final do disco de freio e a quantidade de calor dissipada pela convecção forçada, natural e radiação e compará-las com os valores obtidos de outros autores.

Por sua vez, Belhocine e Bouchetara (2011) resolveram realizar uma comparação numérica do desempenho térmico entre os discos do tipo sólido e ventilado utilizando o programa CFX do pacote ANSYS. Este estudo utilizou diferentes parâmetros como o tipo de frenagem, modo de resfriamento dos discos e o tipo de material para verificar a influência de cada um no processo de frenagem e resfriamento dos discos de freio.

### 3 METODOLOGIA

Durante situações extremas de frenagem, o disco de freio pode superaquecer, provocando a falha temporária ou total do processo de frenagem. Neste trabalho, os processos de aquecimento e resfriamento do disco sólido e ventilado serão analisados numericamente por meio da ferramenta *Transient Thermal* do programa computacional ANSYS. A análise consiste em comparar numericamente o desempenho térmico a fim de se obter uma conclusão de qual disco de freio é mais viável.

#### 3.1 CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DOS DISCOS DE FREIO

O disco de freio selecionado como base de estudo é do tipo sólido, que foi utilizado no veículo Uno Mille Fire 1.0, da fabricante Fiat entre 1990 – 2013. Um exemplar do disco foi disponibilizado pelo Laboratório de Sistemas Veiculares da UFSC, onde, foi possível obter algumas dimensões geométricas. Como o disco obtido em laboratório era usado e apresentava desgaste em algumas partes, foi necessário utilizar um disco novo, conforme a Figura 10, retirado no catálogo da fornecedora FREMAX para obter as medidas complementares.

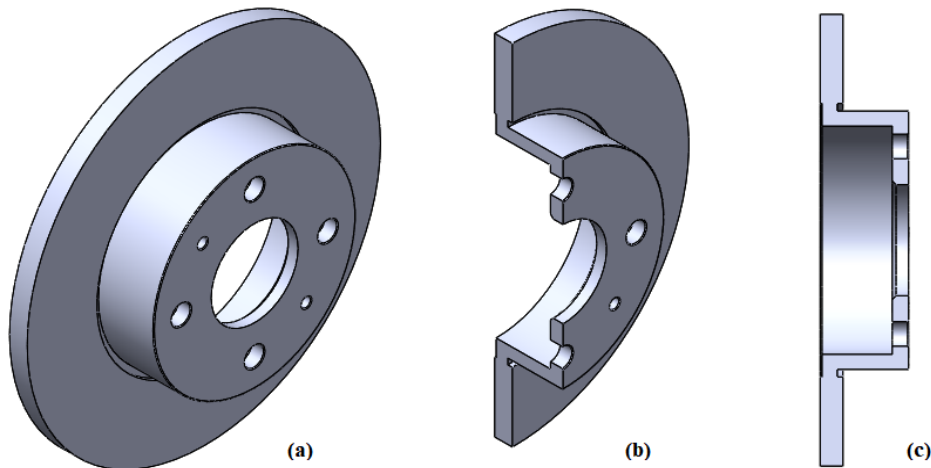
Figura 10 – Disco de freio do tipo sólido.



Fonte: FREMAX (2018).

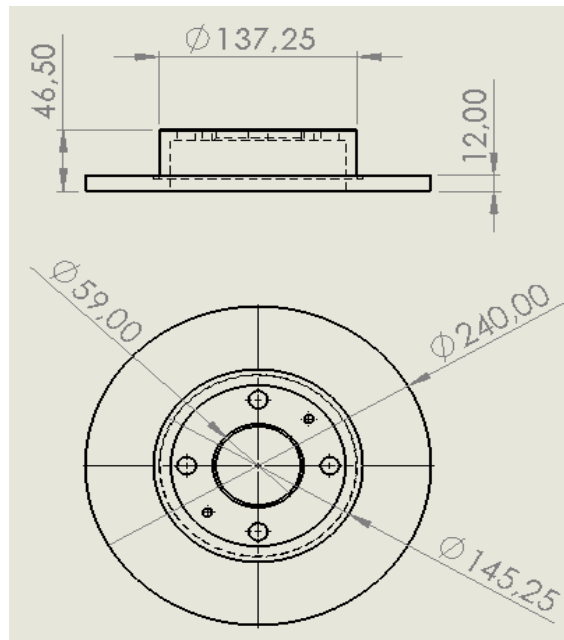
O programa SolidWorks foi utilizado para modelar a geometria do disco. Na Figura 11, é possível visualizar a (a) vista isométrica; (b) seção isométrica; e (c) seção lateral do disco sólido e a Figura 12 mostra as principais cotas da vista superior e frontal do disco sólido.

Figura 11 – Desenho do disco sólido: (a) vista isométrica; (b) seção isométrica; e (c) seção lateral.



Fonte: O autor (2018).

Figura 12 – Cotas da vista superior e frontal do disco sólido.

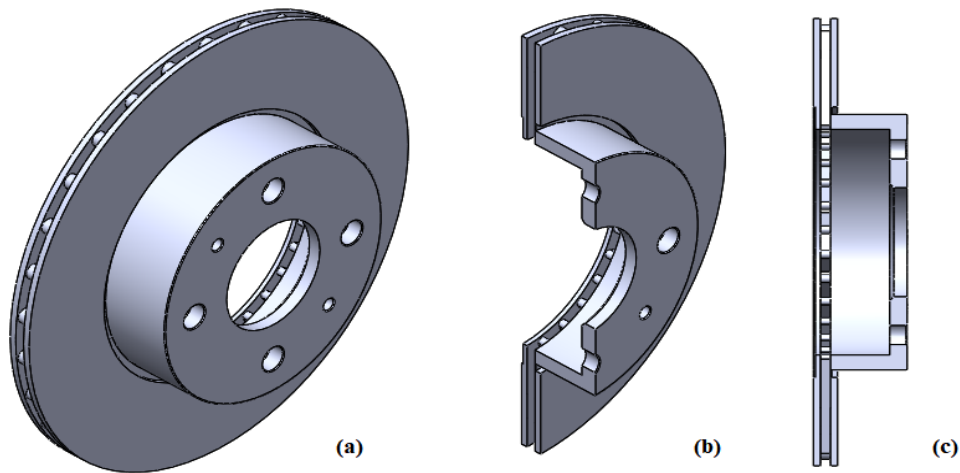


Fonte: O autor (2018).

As mesmas dimensões externas do disco sólido foram utilizadas para modelar três discos ventilados, com diferença na geometria dos canais de ventilação. Os três discos

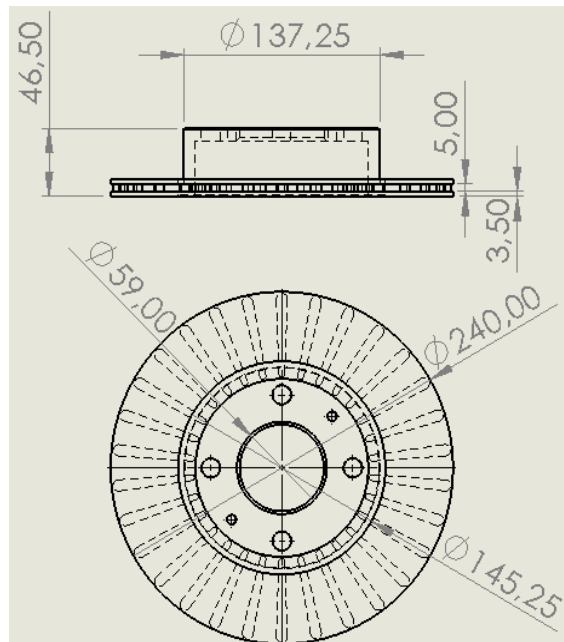
ventilados foram denominados, do canal maior para menor, como disco ventilado 1, 2 e 3 respectivamente. A Figura 13 mostra a (a) vista isométrica; (b) seção isométrica; e (c) seção lateral do disco ventilado 1 e a Figura 14 apresenta as principais cotas da vista superior e frontal.

Figura 13 – Desenho do disco ventilado 1: (a) vista isométrica (a); (b) seção isométrica; e (c) seção lateral.



Fonte: O autor (2018).

Figura 14 – Cotas da vista superior e frontal do disco ventilado 1.

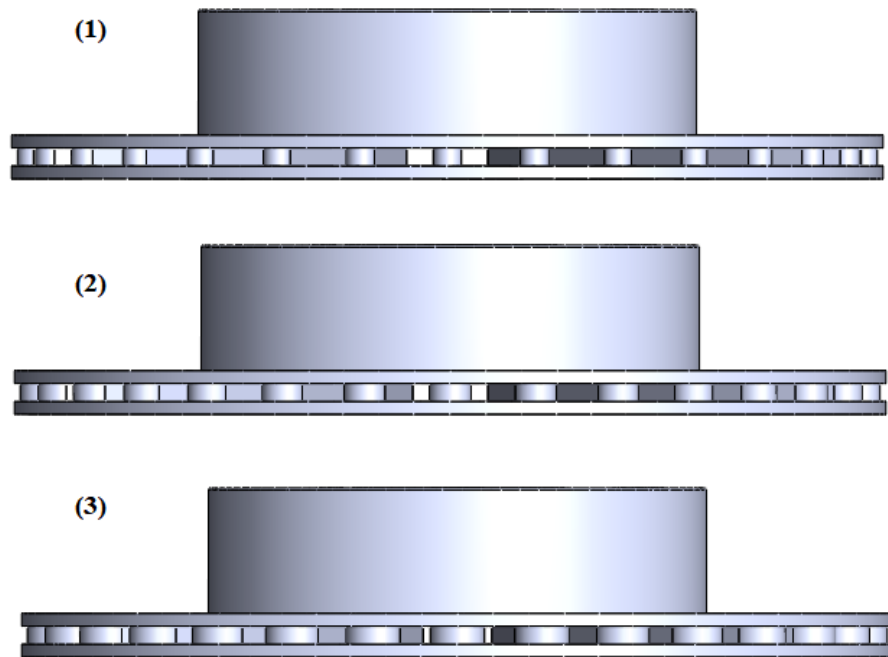


Fonte: O autor (2018).



A largura dos canais para o disco ventilado possuirá tamanhos diferentes, porém, o comprimento e a espessura serão iguais. A Figura 15 apresenta a vista superior do disco ventilado 1, 2 e 3 respectivamente.

Figura 15 – Vista superior dos discos ventilados 1,2 e 3.



Fonte: O autor (2018).

As principais dimensões dos canais para os três discos ventilados, como o (1) comprimento do canal; ( $A_{m,x}$ ) área da seção média dos canais; e ( $p_{m,x}$ ) perímetro médio dos canais, são representadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Dimensões dos canais para o disco ventilado.

$l$ [m]	0,05738
$A_{m,1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000064
$A_{m,2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000049
$A_{m,3}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000034
$p_{m,1}$ [m]	0,03554
$p_{m,2}$ [m]	0,02954
$p_{m,3}$ [m]	0,02345

Fonte: O autor (2018).

### 3.2 MATERIAL

O ferro fundido escolhido foi do tipo FC-150, que apresenta a grafita como principal elemento (capacidade de amortecimento de vibrações e condutividade térmica). As propriedades físicas do ferro fundido utilizadas como a ( $\rho_f$ ) densidade; ( $c_f$ ) calor específico; ( $\alpha_f$ ) coeficiente de expansão térmica linear; e ( $k_f$ ) condutividade térmica são representadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedade física do ferro fundido cinzento FC-150.

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	7100	
$c$ [J/kg.K]	Entre 20 e 200 °C	460
	Entre 20 e 600 °C	535
$\alpha$ [μm/m.K]	Entre -100 e +20 °C	10
	Entre 20 e 200 °C	11,7
	Entre 20 e 400 °C	13
$k_f$ [W/m.K]	a 100 °C	52,5
	a 200 °C	51,0
	a 300 °C	50,0
	a 400 °C	49,0
	a 500 °C	48,5

Fonte: Guessier et al. (2003).

### 3.3 DINÂMICA DE FRENAGEM

A dinâmica de frenagem pode ser considerada uma das características mais importantes do comportamento de um veículo, pois está diretamente relacionada com a segurança onde há cada vez mais estudos em busca da melhoria do seu desempenho (WONG, 2008).

Segundo Neto ([ca. 2000]), os aspectos de interesse na dinâmica de frenagem são:

- Máxima desaceleração;
- Distância de frenagem;
- Tempo de frenagem.

Tais parâmetros dependem de fatores como o tipo de freio, distribuição da força de frenagem, geometria do veículo e características do pneu/pavimento.

Antes de citarmos os três aspectos de interesse, é necessário informar alguns dados que serão necessários nos cálculos.

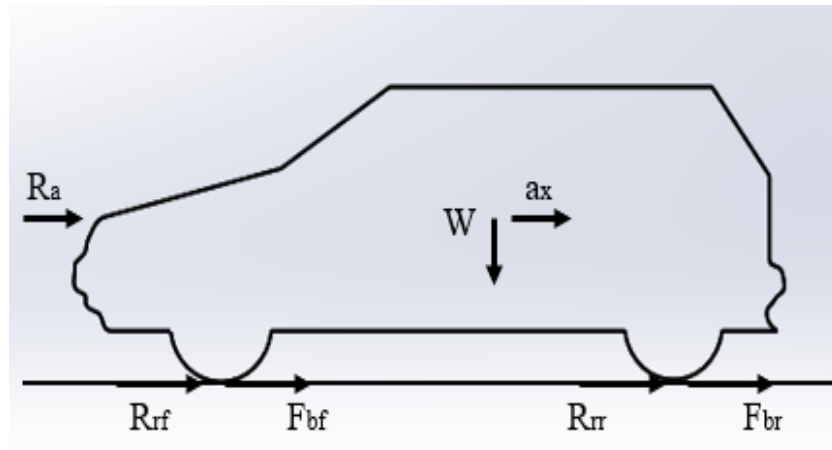
- A massa específica do ar ( $\rho_a$ ) é de 1,165 kg/m<sup>3</sup>;
- A massa total do veículo ( $m$ ) é de 810 kg, que está carregado com 5 passageiros de 80 kg cada, totalizando 1210 kg;
- A velocidade inicial ( $\vartheta_i$ ) no processo de frenagem é igual a 100 km/h;
- O veículo está trafegando em pista plana;
- A velocidade do ar será desconsiderada;
- O coeficiente de arrasto ( $C_x$ ) é de 0,36;
- A área projetada da seção frontal do veículo ( $A_f$ ) é de 1,9 m<sup>2</sup>;
- A área de contato da pista que sofre fricção por meio da pastilha ( $A_{\text{contato}}$ ) é de 0,0273 m<sup>2</sup> para cada face.

### 3.3.1 Máxima desaceleração

Para projetar um sistema de freio, é importante que não ocorra o travamento das rodas antecipadamente em um dos eixos, principalmente o traseiro, pois segundo Wong (2008), pode ocasionar a perda da estabilidade de direção do veículo. Caso ocorra o travamento primário do eixo dianteiro, irá ocasionar a perda do controle de direção, impedindo que o motorista realize manobras neste instante, porém, não haverá a perda de estabilidade direcional.

A desaceleração pode ser modelada utilizando-se a segunda lei de Newton, sendo que as principais forças consideradas no processo de desaceleração do veículo para este trabalho são: ( $W$ ) peso do veículo; ( $R_a$ ) resistência aerodinâmica; ( $a_x$ ) desaceleração do veículo; ( $F_{bf}$ ) força de frenagem no eixo dianteiro; ( $F_{br}$ ) força de frenagem do eixo traseiro; ( $R_{rf}$ ) resistência à rolagem no pneu dianteiro; e a ( $R_{rr}$ ) resistência à rolagem no pneu traseiro, que são mostradas na Figura 16.

Figura 16 – Forças agindo durante o processo de frenagem.



Fonte: O autor (2018).

Como simplificação, as forças de resistência à rolagem foram consideradas iguais para os dois eixos ( $R_r$ ), que pode ser calculada com o coeficiente de resistência à rolagem ( $f_r$ ) multiplicado pelo peso do veículo, segundo a Equação 1:

$$R_r = f_r \cdot W \quad (1)$$

Nicolazzi et al (2012) propõe que o coeficiente de resistência à rolagem, considerando o efeito da velocidade ( $\vartheta$ ), seja calculado pela Equação 2:

$$f_r = a + b \left( \frac{\vartheta}{100} \right)^2 \quad (2)$$

Os coeficientes  $a$  e  $b$  variam com o tipo de pneu e são apresentados na Tabela 3, onde os valores de  $a$  são mais elevados para pneus de alta histerese, que é a capacidade do pneu em se deformar e aquecer ao entrar em contato com a pista, consumindo energia em forma de calor. No presente trabalho a análise será realizada considerando os coeficientes para pneus normais.

Tabela 3 – Coeficientes  $a$  e  $b$  em função do tipo de pneu.

	$a$	$b$
Pneus normais	0,0150	0,052
Pneus de alta histerese	0,0258	0,052

Fonte: Nicolazzi et al. (2012).

A resistência aerodinâmica ( $R_a$ ) é o estudo de fluidos gasosos, que se resume ao fluxo de ar e das forças exercidas por ele sobre o veículo. A resistência aerodinâmica será calculada pela Equação 3, proposta por (WONG, 2008).

$$R_a = \frac{1}{2} \rho_a v^2 C_x A_f \quad (3)$$

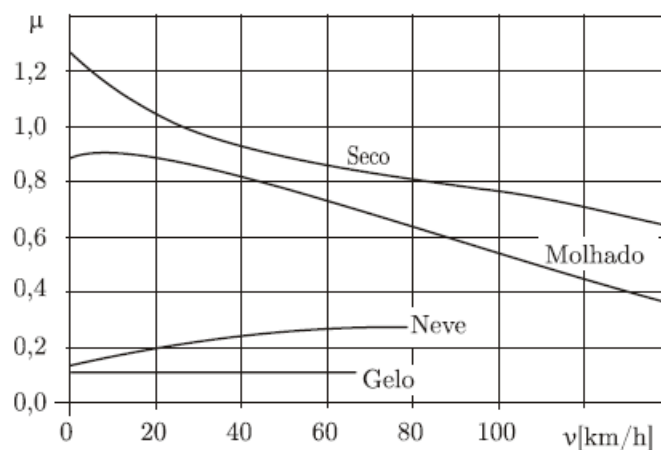
Por fim, a força de frenagem ( $F_b$ ) pode ser representada por (WONG, 2008).

$$F_b = F_{bf} + F_{br} = W * \mu \quad (4)$$

Onde ( $\mu$ ) indica o coeficiente de atrito entre pneu/pista. Neste trabalho, será simplificado que a força de frenagem, apresentada na Equação 4, não ocasionará o travamento das rodas.

Nicolazzi et al (2012) mostra que vários fatores influenciam o valor do coeficiente de atrito, sendo os principais: o tipo de pista, tipo de pneu, velocidade do veículo e estado da banda de rodagem. Os valores do coeficiente de atrito entre pneu/pista em função da velocidade para diferentes tipos de pista podem ser obtidos na Figura 17.

Figura 17 – Coeficiente de atrito entre pneu/pista para diferentes condições.



Fonte: Nicolazzi et al (2012).

Neste trabalho, o valor utilizado para o coeficiente de atrito entre pneu/pista será de 0,8, que corresponde a uma velocidade de aproximadamente 100 km/h em pista seca.

Com as informações obtidas, ao realizar o somatório de forças, a expressão para o cálculo da desaceleração do veículo é obtida pela Equação 5:

$$a_x = \frac{R_a + R_r + F_b}{m} \quad (5)$$

Segundo Gillespie (1992), é razoável assumir que as forças atuando no veículo durante o período de frenagem são constantes. Esta simplificação também será adotada neste trabalho.

### 3.3.2 Distância e tempo de frenagem

O estudo da distância de frenagem possui grande importância no projeto de um sistema de freio e está diretamente relacionado com o tempo do processo de frenagem, que é a soma do tempo de reação do motorista com o tempo que os freios estão acionados. Como neste trabalho o foco é estudar o desempenho térmico de diferentes tipos de discos de freio, o tempo de reação não será considerado.

Segundo Gillespie (1992), o cálculo da distância ( $d$ ) e tempo de frenagem ( $t_f$ ) podem ser expressados pelas Equações 6 e 7 respectivamente:

$$d = \frac{\vartheta^2}{2 * a_x} \quad (6)$$

$$t_f = \frac{\vartheta}{a_x} \quad (7)$$

### 3.3.3 Energia de frenagem, potência de frenagem e fluxo térmico

Segundo Limpert (1999), durante o processo de frenagem, a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica pelo atrito gerado entre a pastilha e o disco. A energia cinética ( $E_b$ ) pode ser calculada pela Equação 8:

$$E_b = \frac{km\vartheta(t)^2}{2} \quad (8)$$

Onde  $\vartheta(t)$  é a velocidade do veículo variando com o tempo e ( $k$ ) indica uma correção para a massa de inércia dos componentes do veículo que sofrem rotação, que varia entre 1,05 a 1,15 para veículos leves. Para este trabalho, foi escolhido um valor intermediário de  $k = 1,10$ .

O foco do trabalho é realizar a análise térmica em apenas um disco, portanto, a Equação 8 pode ser reescrita multiplicando por  $\frac{1}{4}$  caso a frenagem seja igual nas quatro rodas. Entretanto, Neto [ca. 2000] afirma que os freios dianteiros são responsáveis por 65-85% em uma frenagem de emergência. Já para Silva (2016), os freios dianteiros são responsáveis por aproximadamente 70% da frenagem total.

A porcentagem de energia cinética para apenas um disco de freio ( $E_{bd}$ ) que será utilizada é de 35%, portanto, a Equação 8 pode ser reescrita por meio da Equação 9:

$$E_{bd} = \frac{(0,7E_b)}{2} \quad (9)$$

Com a energia cinética aplicada em apenas um disco de freio, é possível obter a ( $P_{bd}$ ) potência de frenagem, que é a ( $E_{bd}$ ) energia cinética no eixo dianteiro sobre o ( $t_f$ ) tempo de frenagem, conforme a Equação 10:

$$P_{bd} = \frac{(dE_{bd})}{dt} = \frac{E_{bd}}{t_f} \quad (10)$$

Como a nossa desaceleração já foi calculada, ela será considerada constante durante todo o processo de frenagem. A velocidade  $\vartheta(t)$  é mostrada na Equação 11:

$$\vartheta(t) = \vartheta_i - a_x t_f \quad (11)$$

Realizando as substituições necessárias nas Equações 09 – 11 é possível obter a potência de frenagem final aplicado no disco, apresentada na Equação 12:

$$P_{bd} = \frac{0,7kma_x(\vartheta_i - a_x t_f)}{2} \quad (12)$$

É importante ressaltar que as pastilhas de freio não trabalham igualmente na parte externa e interna do disco, devido à perda de paralelismo ao entrar em contato com o disco de freio, com tendência em possuir maior contato na região externa, gerando maior fluxo de calor nessa região (CIOLFI, 2010). Em nosso projeto, foi considerado que a área de contato em ambos os lados do disco são as mesmas, porém, o fluxo de calor atribuído em cada pista segue

os resultados do autor citado, onde a potência de frenagem na pista externa e interna correspondem a 57,5 e 42,5% respectivamente. Portanto, a Equação 12 pode ser reescrita como:

- Potência de frenagem na pista externa do disco:

$$P_{bd,externa} = 0,575P_{bd} \quad (13)$$

- Potência de frenagem na pista interna do disco:

$$P_{bd,interna} = 0,425P_{bd} \quad (14)$$

A partir das Equações 13 e 14, é possível obter o fluxo de calor aplicado em cada pista do disco durante a frenagem, onde a potência de frenagem em cada pista deve ser dividida pela ( $A_{contato}$ ) área do disco em que é aplicada a fricção, obtendo:

- Fluxo de calor aplicado na pista externa do disco:

$$q''_{externa} = \frac{P_{bd,externa}}{A_{contato}} \quad (15)$$

- Fluxo de calor aplicado na pista interna do disco:

$$q''_{interna} = \frac{P_{bd,interna}}{A_{contato}} \quad (16)$$

### 3.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Para realizar a análise do resfriamento do disco de freio é necessário obter o coeficiente de transferência de calor por convecção. Neste trabalho, a principal forma que o disco de freio trocará calor será por meio da convecção forçada. Para analisar o coeficiente de convecção, deve-se prever os seguintes parâmetros:

- Propriedades do fluido (Densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico;
- Geometria da superfície (Plana ou cilíndrica);



- Condição do escoamento (Laminar ou turbulento).

Segundo Limpert (1999), as equações para convecção forçada que serão apresentadas a seguir, foram obtidas de maneira experimental e se aplicam para freios a disco que não estejam obstruídos pelo pneu, aro ou pinça. Além disso, o autor afirma que os resultados são apenas uma aproximação e que valores entre 10 a 30% fora da realidade podem ser obtidos.

Para os discos sólidos, Limpert (1999) calcula o valor do coeficiente de convecção ( $h$ ) por meio das Equações 17 e 18, que dependerão do tipo de escoamento (laminar ou turbulento).

- Escoamento laminar:

$$h = 0,70 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0,55} \quad (17)$$

- Escoamento turbulento:

$$h = 0,04 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0,8} \quad (18)$$

Donde é mostrado o ( $D$ ) diâmetro externo; ( $k_a$ ) condutividade térmica do ar; e o ( $Re$ ) número de Reynolds, sendo que, para o escoamento turbulento o valor deve ser  $Re > 2,4 \cdot 10^5$

Para o disco ventilado, Limpert (1999) afirma que o coeficiente de convecção deverá ser aproximadamente duas vezes maior que o do disco sólido devido à presença dos canais internos. As Equações 19 e 20 determinam uma boa aproximação do valor e são determinadas por:

- Escoamento laminar:

$$h = 1,86 (Re Pr)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,33} \left( \frac{k_a}{d_h} \right) \quad (19)$$

- Escoamento turbulento:

$$h = 0,023 \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{k_a}{d_h} \right) \quad (20)$$

Sendo que ( $P_r$ ) é o número de Prandtl; ( $d_h$ ) diâmetro hidráulico; ( $l$ ) comprimento do canal; ( $\vartheta_{\text{canal,m}}$ ) velocidade média do ar dentro dos canais; ( $\mu_d$ ) viscosidade dinâmica do ar; e o ( $R_e$ ) número de Reynolds sendo que  $R_e = \frac{\rho d_h \vartheta_{\text{canal,m}}}{\mu_d}$ , e para se tornar turbulento, seu valor deve ser  $R_e > 10^4$ .

Para calcular o valor da velocidade média do ar nos canais, é necessário obter o valor da vazão volumétrica de ar na ( $\dot{V}_e$ ) entrada e ( $\dot{V}_s$ ) saída, proposta por Limpert (1999) e apresentadas nas Equações 21 e 22, pois os discos que serão simulados possuem áreas de ( $A_e$ ) entrada e ( $A_s$ ) saída diferentes.

- Vazão volumétrica na entrada:

$$\dot{V}_e = 0,00147 n_t [(D^2 - d_i^2) A_e]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

- Vazão volumétrica na saída:

$$\dot{V}_s = 0,00147 n_t [(D^2 - d_i^2) A_s]^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

Onde ( $n_t$ ) é a rotação por minuto do disco; e ( $d_i$ ) diâmetro interno do disco. A rotação por minuto, conforme a Equação 23, é obtida por meio da velocidade em função do tempo  $\vartheta(t)$  e ( $r_{\text{pneu}}$ ) raio do pneu.

$$n_t = \frac{60 \vartheta(t)}{2 \pi r_{\text{pneu}}} \quad (23)$$

Com as Equações 21-23 é possível determinar a ( $\vartheta_e$ ) velocidade de ar na entrada e ( $\vartheta_s$ ) saída dos canais, resultando na ( $\vartheta_m$ ) velocidade média conforme as Equações 24, 25 e 26 respectivamente:

- Velocidade de entrada no canal:

$$\vartheta_e = \frac{\dot{V}_e}{A_e} \quad (24)$$

- Velocidade de saída no canal:

$$\vartheta_s = \frac{\dot{V}_s}{A_s} \quad (25)$$

- Velocidade média no canal:

$$\vartheta_{\text{canal},m} = \frac{\vartheta_e + \vartheta_s}{A_{m,x}} \quad (26)$$

O diâmetro hidráulico, segundo Silva (2016), é um parâmetro utilizado para estimar o raio/diâmetro de tubos e canais que não possuam seção transversal circular. Para Limpert (1999), o seu cálculo se dá por quatro vezes a ( $A_{m,x}$ ) área média sobre o ( $p_{m,x}$ ) perímetro médio conforme a Equação 27:

$$d_h = \frac{4A_{m,x}}{p_{m,x}} \quad (27)$$

### 3.5 MÉTODO DE SIMULAÇÃO TÉRMICA DOS FREIOS A DISCO

O programa utilizado para realizar a simulação térmica deste trabalho é o *Transient Thermal Analysis* que é uma ferramenta numérica para a realização de análises térmicas transientes em sólidos. A condição inicial utilizada foi a temperatura inicial do disco de freio, enquanto as condições de contorno foram a temperatura do ar ambiente e o fluxo de calor entre as pastilhas e o disco de freio. Adicionalmente, foram adotadas as seguintes simplificações:

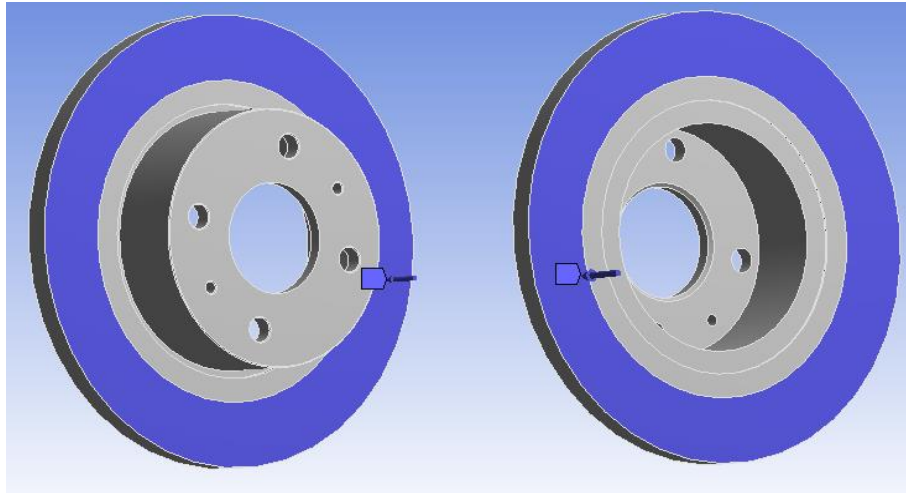
- Toda a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica por meio do contato da pastilha de freio com o disco;
- O fluxo de calor associado ao atrito entre o disco e a pastilha de freio é distribuído de forma homogênea na região de contato entre esses dois elementos;
- A transferência de calor para o ar ambiente ocorre majoritariamente por convecção;
- O coeficiente de transferência de calor por convecção é uniforme nas superfícies externas do disco de freio;
- Os discos de freio ventilados são simétricos e todos possuem a mesma quantidade de canais (30);

- A temperatura ambiente foi considerada uniforme e igual a 30 °C;
- Não ocorre deslizamento entre o pneu/pista;
- Não ocorre travamento das rodas durante o processo de frenagem;
- A distribuição de frenagem é de 70% para o eixo dianteiro, sendo 35% para cada disco;
- A desaceleração é constante;
- Após o veículo parar totalmente, o mesmo acelera até atingir a velocidade de 100 km/h em 14,2 s;
- O valor do coeficiente de convecção ( $h$ ) na área de contato da pastilha com o disco é zero;
- A radiação será desconsiderada dos cálculos, já que segundo Limpert (1999), só é representativa em casos de elevadas temperaturas que são obtidas em uma grande sequência de frenagens;
- A convecção natural também será desconsiderada, visto que, o veículo praticamente não ficará parado;
- A condutividade térmica do ar ( $k_a$ ) é de 0,0263 W/mK;
- A massa específica do ar ( $\rho_a$ ) é de 1,165 kg/m<sup>3</sup>;
- A viscosidade dinâmica do ar ( $\mu_a$ ) possui valor de 18,68.10<sup>-6</sup> kg/m.s;
- O calor específico do ar é de 1,006 kJ/kgK;
- O número de Prandtl é de 0,713.

### **3.5.1 Regiões de aplicação do fluxo de calor e convecção.**

As regiões de aplicação do fluxo de calor são as áreas de contato externa e interna do disco, representadas em azul na Figura 18. Tal fluxo de calor corresponde à energia cinética do veículo que é convertida em energia térmica, devido ao atrito entre a pastilha e o disco de freio. Por sua vez, esta energia térmica acumulada no disco de freio provoca a elevação da sua temperatura.

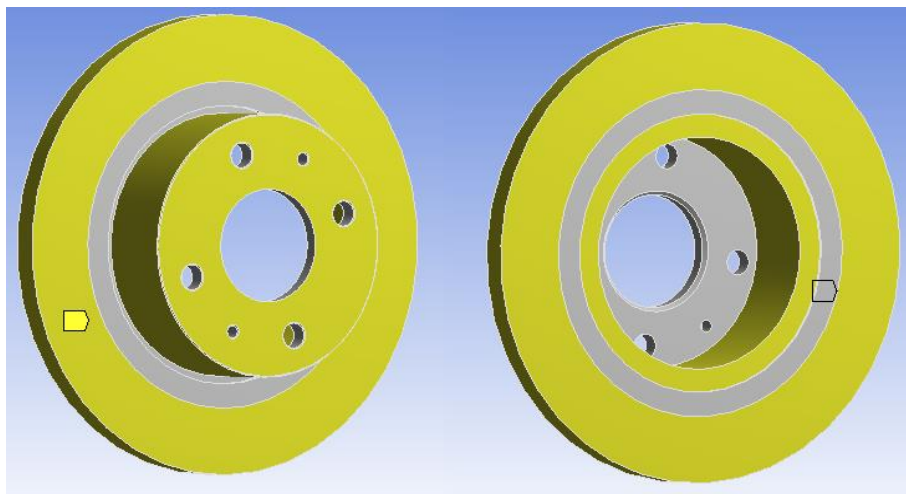
Figura 18 – Regiões de aplicação do fluxo de calor no disco.



Fonte: O autor (2018).

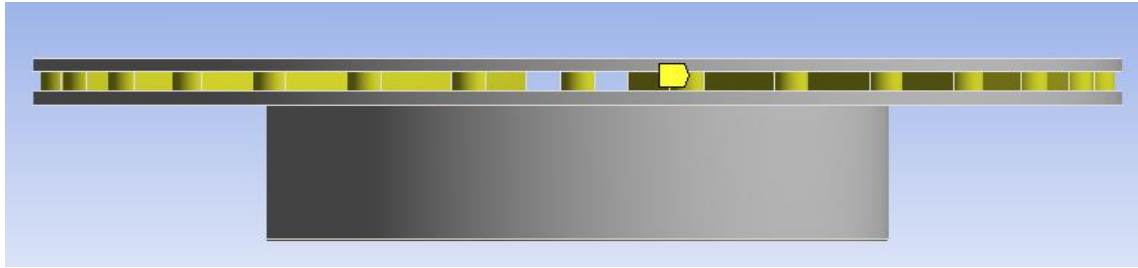
O processo de resfriamento do disco de freio ocorre por convecção forçada para o ar ambiente. As superfícies destacadas com a cor amarela na Figura 19 mostram as faces externas do disco sólido e na Figura 20 a região interna dos canais do disco ventilado, sendo que ambos, são responsáveis pelo processo de resfriamento por convecção. É importante ressaltar que as faces selecionadas para cada disco possuirão uma área de superfície diferente e isso provavelmente irá influenciar nos resultados de temperatura e taxa de calor dissipada.

Figura 19 – Regiões de convecção no disco sólido externo.



Fonte: O autor (2018).

Figura 20 – Regiões de aplicação da convecção nos canais do disco ventilado.



Fonte: O autor (2018).

Devido à curta duração do processo de frenagem, empregou-se um valor médio para o ( $h$ ) coeficiente de convecção. Durante o período de resfriamento, no qual o veículo inicialmente acelera de 0-100 km/h e então permanece por aproximadamente 45 segundos na velocidade máxima, optou-se por considerar a variação do coeficiente de convecção em função do tempo por meio da Equação exponencial 28:

$$h(t) = h_f + (-h_f + h_0)e^{-\alpha t_r} \quad (28)$$

Onde ( $h_f$ ) é o valor do coeficiente de convecção para a velocidade de 100 km/h; ( $h_0$ ) valor do coeficiente de convecção médio utilizado durante o processo de frenagem; ( $t_r$ ) tempo de duração do resfriamento do disco; e ( $\alpha$ ) constante de tempo que levará para a equação convergir para o valor de  $h_f$ .

Neste trabalho, o intervalo de tempo utilizado nas simulações do processo de desaceleração foi de 0,01 segundos. Este valor foi obtido de Belhocine e Bouchetara (2011), que também analisaram o desempenho térmico de discos de freio. Já no período de resfriamento do disco, utilizou-se um intervalo de tempo de 0,1 segundos, pelo fato da temperatura apresentar taxas de variação relativamente menores em comparação ao período de frenagem.

### 3.5.2 Teste de independência de malha

Para encontrar a melhor malha possível sem gerar grande custo computacional, um teste de independência de malha foi realizado. Basicamente, esta análise consiste no refino da malha, no qual o número de elementos aumenta gradualmente até que os resultados entre uma simulação e outra fiquem suficientemente próximos.

Nesta análise foram utilizadas três malhas diferentes para o disco sólido e o ventilado 1, empregando a ferramenta *sizing* para realizar refinamentos em alguns pontos de maior interesse, com o intuito de analisar a variação da temperatura máxima obtida no disco. As

simulações consistiram apenas no período da frenagem, já que os resultados no resfriamento dariam a mesma diferença.

As Tabelas 4 e 5 apresentam as três malhas testadas com seus respectivos números de nós e elementos para o disco sólido e ventilado 1 respectivamente.

Tabela 4 – Parâmetros de malha para o disco sólido.

Número de elementos	Número de nós	Temperatura máxima [°C]	Diferença [°C]
265809	394404	200,31	-
324871	483817	198,75	- 1,56
691286	1013328	198,53	- 0,22

Fonte: O autor (2018).

Tabela 5 – Parâmetros de malha para o disco ventilado 1.

Número de elementos	Número de nós	Temperatura máxima [°C]	Diferença [°C]
167209	262638	303,86	-
296132	469222	299,02	-4,84
528904	818892	299,11	+0,09

Fonte: O autor (2018).

Analisando as temperaturas, decidiu-se escolher as malhas que obtivessem uma diferença entre as temperaturas máximas menor que 0,5 °C. Com isso, a malha escolhida para o disco sólido foi de 324871 elementos e para o disco ventilado 1 escolheu-se uma malha com 296132 elementos. Para os discos ventilados 2 e 3, serão utilizados os mesmos parâmetros empregados no disco ventilado 1.

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações térmicas referentes aos processos de aquecimento e resfriamento do disco de freio, que ocorrem durante o processo de frenagem e aceleração do veículo. Inicialmente, são apresentados parâmetros utilizados para descrever a dinâmica de frenagem e quantificar a energia térmica dissipada pelo sistema de freios. Na sequência, são apresentados os resultados das simulações térmicas para os discos de freio do tipo sólido, seguidos pelos resultados obtidos para as três geometrias de discos ventilados propostas. Por final, são apresentadas as comparações do desempenho térmico referentes aos dois tipos de discos de freio.

### 4.1 PARÂMETROS DA DINÂMICA DE FRENAGEM E ACELERAÇÃO

Utilizando as equações e as considerações descritas na seção 3.3, foram obtidos os valores apresentados na Tabela 6, que representam os principais parâmetros envolvidos na dinâmica de frenagem.

Tabela 6 – Resultados da dinâmica de frenagem.

$\vartheta_i$ [m/s]	27,78
Massa do disco sólido [kg]	4,15
Massa do disco ventilado 1 [kg]	3,30
Massa do disco ventilado 2 [kg]	3,47
Massa do disco ventilado 3 [kg]	3,64
$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	8,29
$t_f$ [s]	3,35
$F_b$ [N]	9496,08
$F_{bf}$ [N]	6647,26
$d$ [m]	46,55

Fonte: O autor (2018).

Analisando os resultados apresentados na Tabela 6, pode-se perceber uma desaceleração elevada, porém, plausível para uma frenagem de emergência em alta velocidade. A distância de frenagem é uma função da taxa de desaceleração, sendo que o valor obtido por

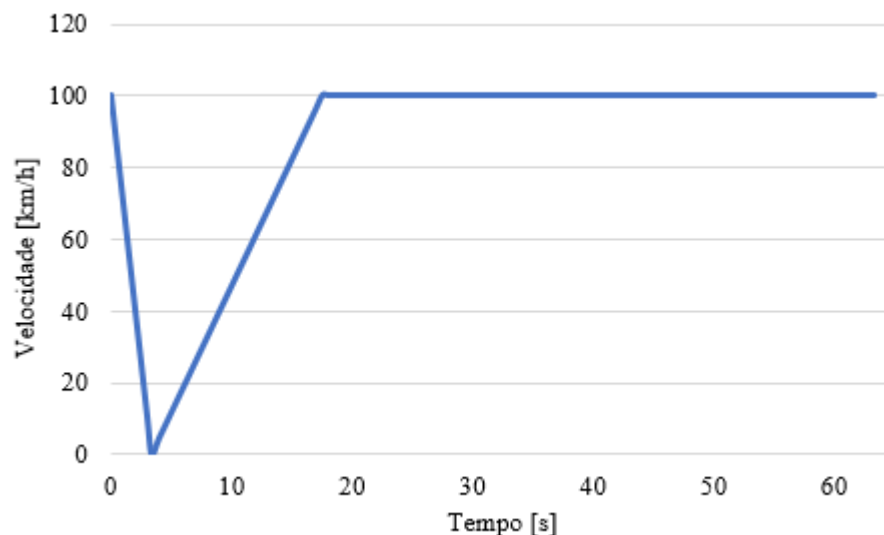


meio dos cálculos está dentro do recomendado por Silva (2016) ou Belhocine e Bouchetara (2011).

Em relação à massa do disco sólido que é o utilizado no veículo, ela se mostra com uma massa 17% menor do que é comercializado no mercado e isso pode ser explicado por apenas o ferro fundido FC 150 ter sido utilizado nos cálculos, sem considerar adições de elemento de liga como o Nb (Nióbio), Ti (Titânio) e Mo (Molibdênio).

Com os resultados da ( $\vartheta_i$ ) velocidade inicial; ( $t_f$ ) tempo de frenagem; e ( $t_a$ ) tempo de aceleração do veículo de 0 – 100 km/h é possível representar em um gráfico, conforme a Figura 21, a velocidade do veículo variando com o tempo.

Figura 21 - Gráfico da Velocidade x Tempo.



Fonte: O autor (2018).

Na Figura 21, como esperado, a velocidade no momento da frenagem e aceleração possuem comportamento linear, pois tanto a desaceleração e a aceleração do veículo foram consideradas constantes. Como citado no capítulo 3 e representado no gráfico, no momento que a velocidade do veículo atinge 0 km/h em 3,35 s durante a frenagem, instantaneamente é iniciado o processo de aceleração até atingir novamente 100 km/h em aproximadamente 14,2 s, permanecendo nessa velocidade até completar 60 s de resfriamento.

#### 4.2 PARÂMETROS DA ANÁLISE TÉRMICA

Utilizando as equações apresentadas na seção 3.3, foi possível obter os resultados da energia cinética, a potência de frenagem e fluxo de calor aplicado no disco durante o período

de frenagem, apresentados na Tabela 7. Estas informações levam em consideração fatores como o peso do veículo, área de contato da pastilha de freio com o disco, velocidade e a desaceleração, e os valores obtidos foram utilizados nas simulações de ambos os discos.

Tabela 7 – Resultados da energia cinética, potência de frenagem e fluxo de calor.

$E_b$ [kJ]	513,50
$E_{bd}$ [kJ]	359,45
$P_{bd,externa}$ [kW]	61,67
$P_{bd,interna}$ [kW]	45,58
$q''_{externa}$ [kW/m <sup>2</sup> ]	2260,43
$q''_{interna}$ [kW/m <sup>2</sup> ]	1670,75

Fonte: O autor (2018).

Em seguida, foi realizado o cálculo de parâmetros físicos e coeficientes de transferência de calor necessários para a realização das simulações térmicas, sendo que ( $h_{f,i}$ ) é o coeficiente de convecção forçada inicial; ( $h_{f,mf}$ ) coeficiente de convecção forçada média durante o período de frenagem; e ( $h_{f,ma}$ ) coeficiente de convecção forçada média durante o período de aceleração. Estes resultados são apresentados nas Tabelas 8, 9, 10 e 11.

Tabela 8 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco sólido.

Re	415774
$h_{f,i}$ [W/m <sup>2</sup> K]	137,05
$h_{f,mf}$ [W/m <sup>2</sup> K]	74,00
$h_{f,ma}$ [W/m <sup>2</sup> K]	119,70

Fonte: O autor (2018).

Tabela 9 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 1.

Re	16359
$h_{f,i}$ [W/m <sup>2</sup> K]	215,83
$h_{f,mf}$ [W/m <sup>2</sup> K]	100,40
$h_{f,ma}$ [W/m <sup>2</sup> K]	189,30

Fonte: O autor (2018).

Tabela 10 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 2.

Re	17135
$h_{f,i}$ [W/m <sup>2</sup> K]	240,70
$h_{f,mf}$ [W/m <sup>2</sup> K]	113,20
$h_{f,ma}$ [W/m <sup>2</sup> K]	211,20

Fonte: O autor (2018).

Tabela 11 – Resultados dos parâmetros de transferência de calor para o disco ventilado 3.

Re	17788
$h_{f,i}$ [W/m <sup>2</sup> K]	281,10
$h_{f,mf}$ [W/m <sup>2</sup> K]	132,70
$h_{f,ma}$ [W/m <sup>2</sup> K]	246,30

Fonte: O autor (2018).

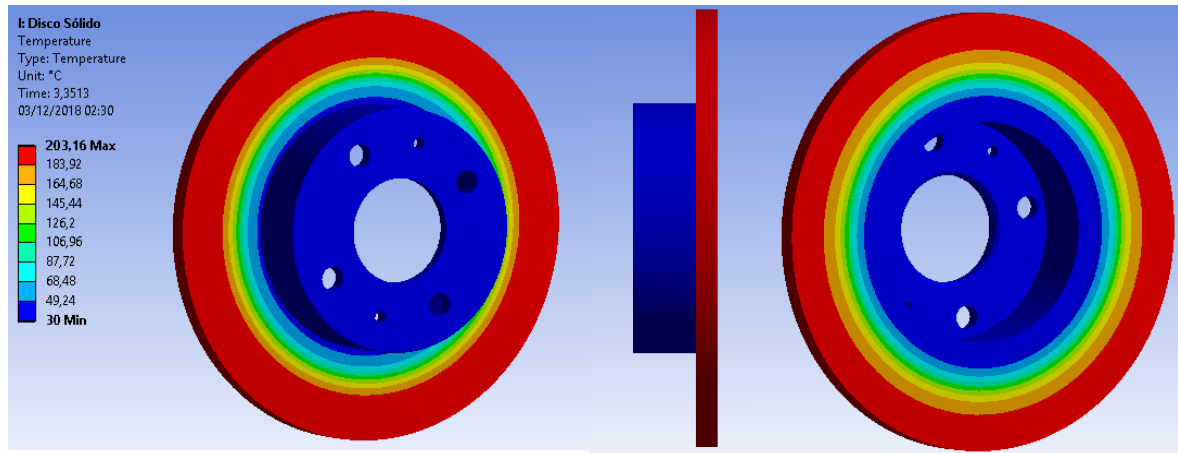
O coeficiente de convecção médio foi utilizado durante o período de frenagem e no período de aceleração de 0-100 km/h como uma aproximação, pois neste trabalho não é levado em consideração a transição entre o escoamento laminar e turbulento.

#### 4.3 DISCO SÓLIDO

Utilizando os parâmetros apresentados na secção 4.2, foi possível realizar a simulação térmica transiente do disco. Os resultados térmicos obtidos após o término da frenagem e resfriamento podem ser conferidos a seguir.

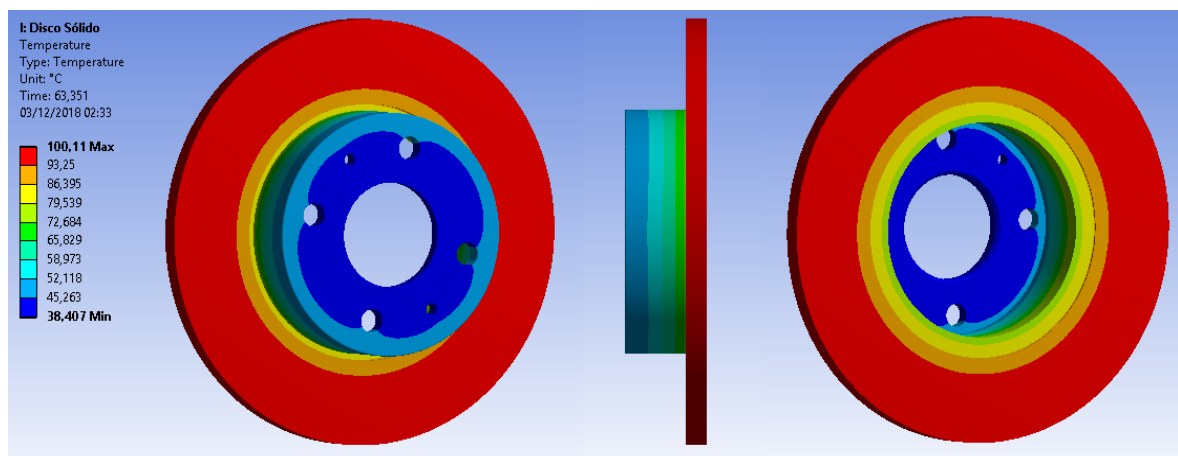
Nas Figuras 22 e 23 são apresentadas as temperaturas do disco de freio sólido no fim da frenagem e resfriamento, cujo valores de temperatura máxima, representadas pela cor vermelha, foram de 203,16 e 100,11 °C respectivamente. É possível perceber que na Figura 22 há regiões com várias temperaturas, sendo que a de cor azul apresenta uma temperatura de 30,00 °C, o mesmo valor da temperatura ambiente devido ao curto tempo de frenagem. Porém, na Figura 23 a região com coloração vermelha aumenta de tamanho e a temperatura mínima do disco possui valor de 38,41 °C, o que indica a presença da condutividade térmica no material.

Figura 22 – Temperatura do disco sólido após a frenagem.



Fonte: O autor (2018).

Figura 23 – Temperatura do disco sólido após 60 s de resfriamento.



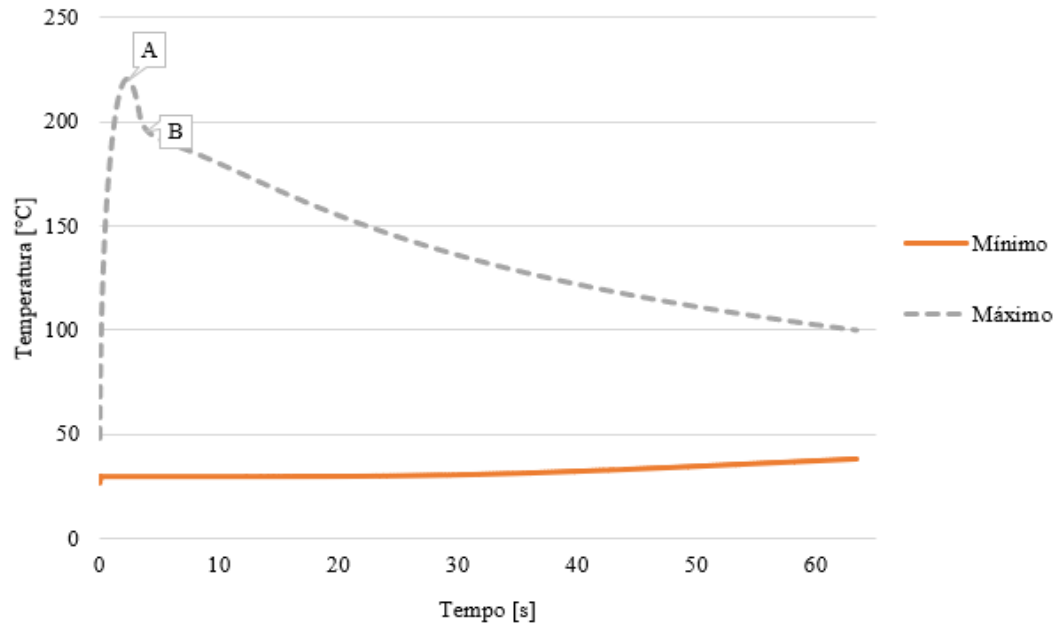
Fonte: O autor (2018).

O efeito da temperatura do disco é melhor representado por meio da Figura 24 que apresenta a variação das temperaturas mínima e máxima obtidas em função do tempo. A temperatura máxima durante a frenagem ocorre antes do veículo parar totalmente, atingindo o máximo (A) de 220,57 °C em 2,29 s. Isso se explica devido à primeira lei da termodinâmica, onde a quantidade de calor que está entrando por meio do contato da pastilha com o disco é igual à que está saindo por meio da convecção.

A partir dos 2,29 s, a temperatura começa a decair, o que indica que mesmo durante o processo de frenagem, o efeito da convecção, mesmo que pequeno, é significativo. Outro ponto importante a ser observado é o aumento da temperatura mínima após 60 s de resfriamento, atingindo o valor de 38,41 °C, o que de fato era esperado devido ao efeito da condução de calor no disco de freio. Por fim, o ponto de inflexão no gráfico (B) ocorre devido à transição do fim do processo de frenagem com o início da aceleração do veículo, gerando uma mudança

significativa do coeficiente de convecção conforme apresentado na Equação 28, e consequentemente, na taxa de calor dissipada.

Figura 24 – Temperatura x tempo.

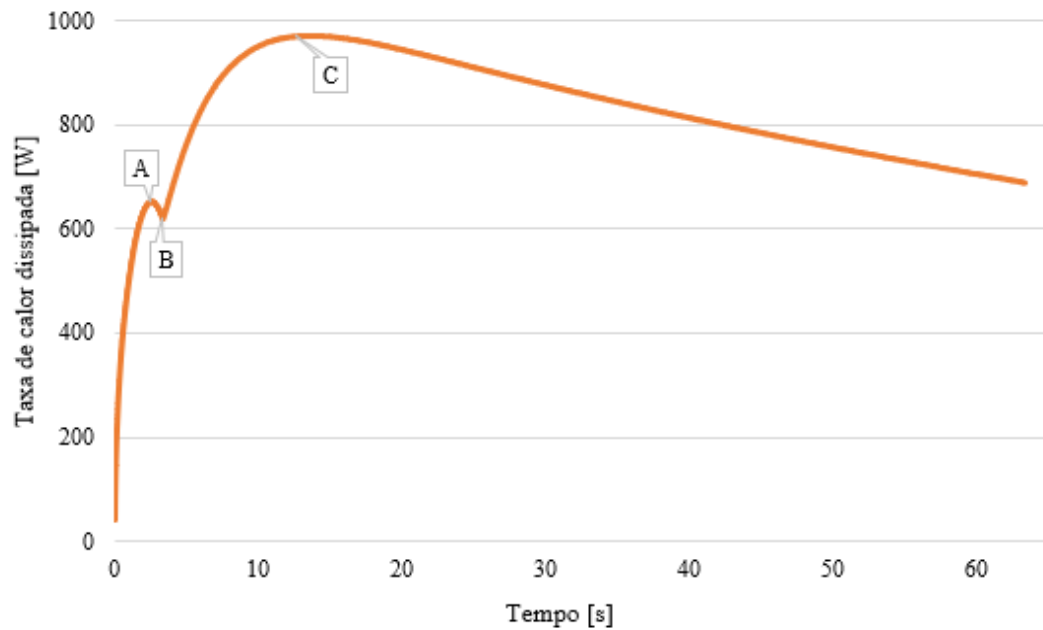


Fonte: O autor (2018).

Na Figura 25 é apresentado a taxa total de calor dissipada para o ambiente por convecção. É possível observar que a taxa de calor dissipada durante o período de frenagem possui o mesmo efeito apresentado no gráfico de temperatura da Figura 24, obtendo um valor máximo local (A) de 652,28 W aos 2,58 s. A partir desse instante, a taxa de calor rejeitada diminui devido à temperatura da superfície estar decrescendo, atingindo o valor de 619,63 W ao fim do processo de frenagem (B).

Durante a aceleração do veículo, que ocorre a partir dos 3,35 s, a taxa de calor dissipada aumenta em consequência do aumento da velocidade, que resulta no crescimento do valor do coeficiente de convecção, atingindo um valor máximo local de 971 W em 12,85 s, representado pelo ponto (C) no gráfico. A partir deste ponto, a taxa de calor dissipada começa a diminuir devido à temperatura de superfície estar diminuindo com a variação do tempo. O importante a ser analisado no gráfico é a dependência da taxa de calor dissipada em relação à temperatura da superfície e o coeficiente de convecção, já que a área da superfície e a temperatura ambiente não variam.

Figura 25 – Taxa total de calor dissipada para o ambiente por convecção.



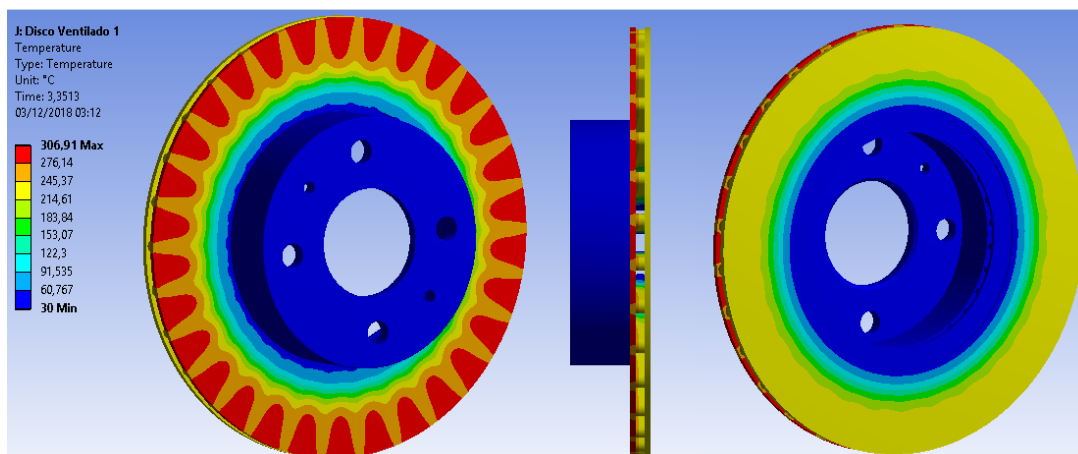
Fonte: O autor (2018).

#### 4.4 DISCOS VENTILADOS

Conforme foi apresentado na seção 3.1, os discos ventilados possuem as mesmas dimensões externas do disco sólido, mas apresentam três geometrias de canais internos de arrefecimento. Com os resultados obtidos nas seções 4.1 e 4.2, foi possível realizar a simulação térmica para os três discos ventilados. Nas Figuras 26, 27 e 28 são representados os valores dos discos de freio ventilado 1,2 e 3 respectivamente após o término da frenagem

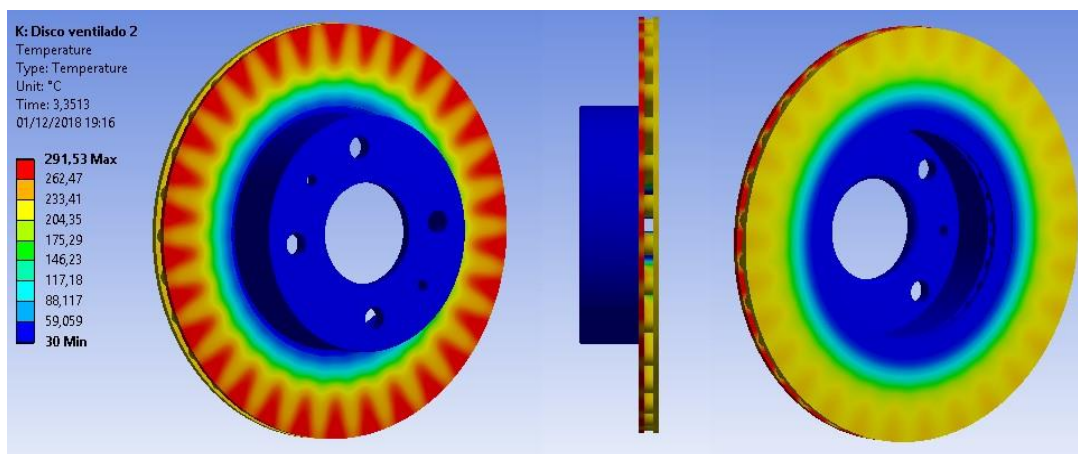
Pode-se perceber que os três discos apresentaram tonalidades vermelha e laranja na região que foi aplicada o fluxo de calor. Esse efeito ocorre devido à grande quantidade de energia que é empregada no disco em um curto tempo em conjunto com o coeficiente de convecção elevado aplicado nos canais internos, logo, não permitiu que o efeito da condução obtivesse uma temperatura uniforme para toda a superfície. Outro fator importante é que a pista externa do disco apresentou valores de temperatura maiores, como por exemplo na Figura 26, atingindo 306,91 °C na parte externa e 236,00 °C na parte interna, o que era esperado devido ao maior fluxo de calor empregado na pista externa.

Figura 26 – Temperatura do disco ventilado 1 após a frenagem.



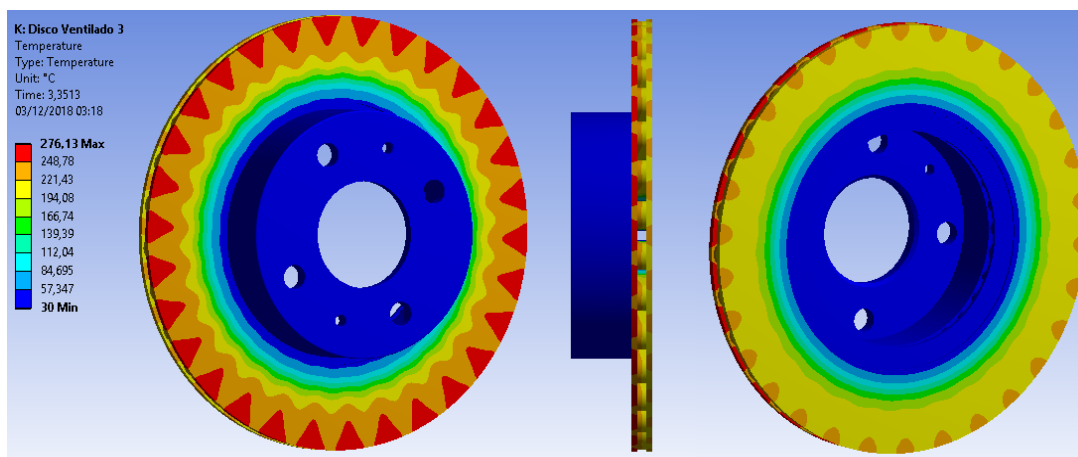
Fonte: O autor (2018).

Figura 27 – Temperatura do disco ventilado 2 após a frenagem.



Fonte: O autor (2018).

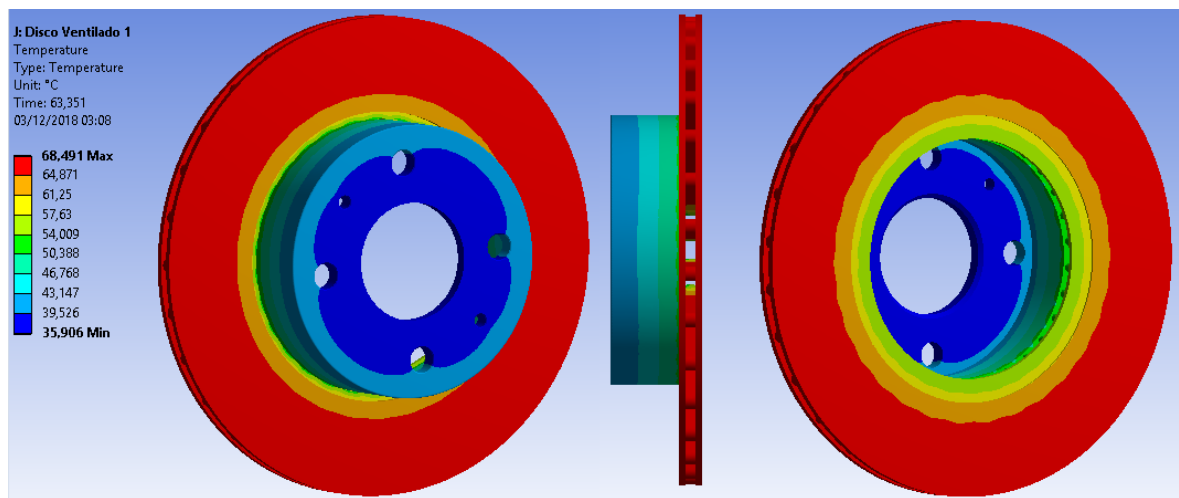
Figura 28 – Temperatura do disco ventilado 3 após a frenagem.



Fonte: O autor (2018).

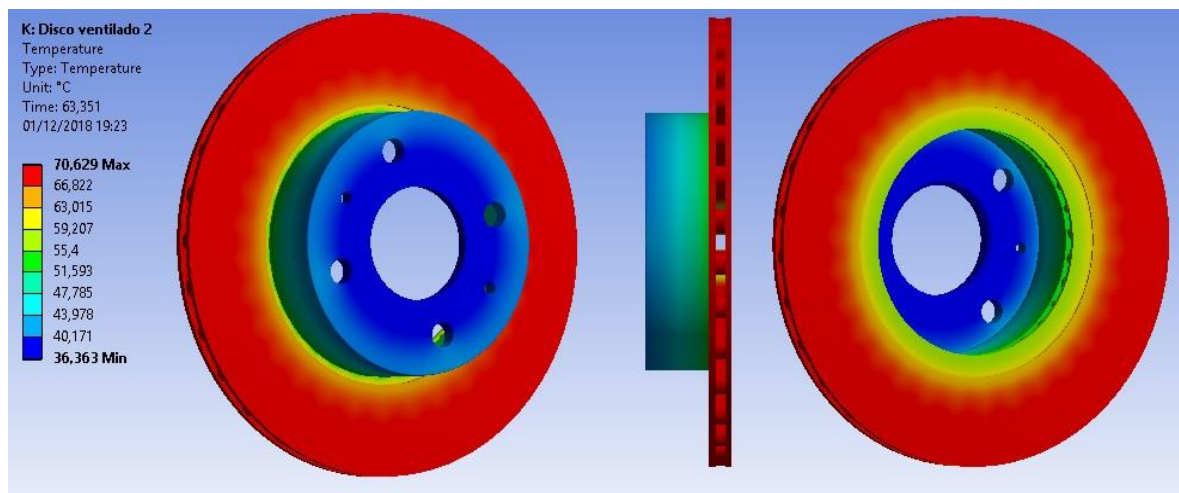
Nas Figuras 29, 30 e 31 são representados os valores de temperatura dos discos ventilado 1, 2 e 3 respectivamente após 60 s de resfriamento. É possível perceber que a temperatura nos canais e na região que é aplicado o fluxo de calor, representados pela cor vermelha, se equilibram. Isso de fato ocorre pelo efeito da condução, em que o fluxo de calor tende a ir da maior para menor temperatura. As temperaturas mínimas dos discos ventilados também aumentaram, atingindo aproximadamente 36 °C para os três discos.

Figura 29 – Temperatura do disco ventilado 1 após 60 s de resfriamento.



Fonte: O autor (2018).

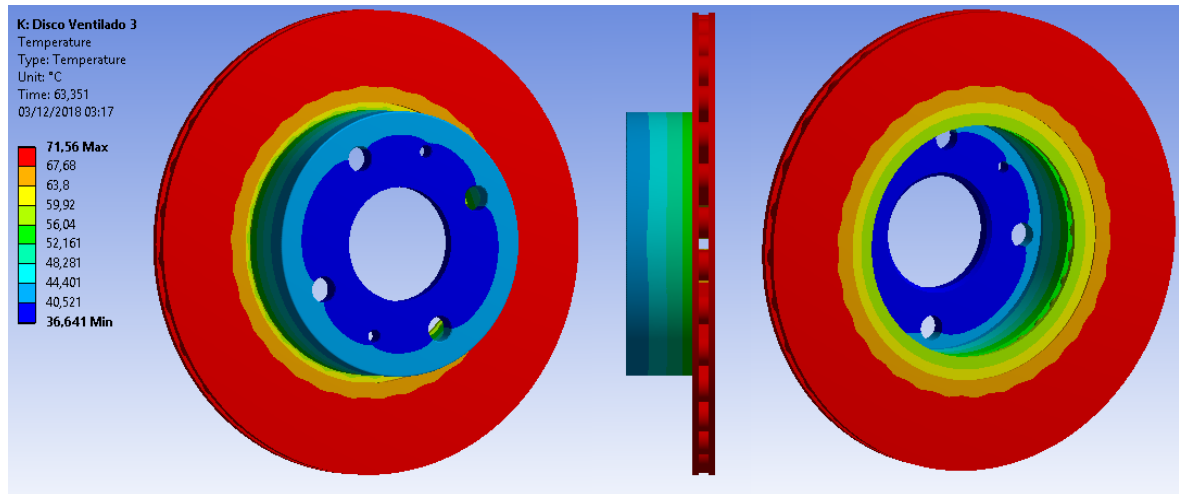
Figura 30 – Temperatura do disco ventilado 2 após 60 s de resfriamento.



Fonte: O autor (2018).



Figura 31 – Temperatura do disco ventilado 3 após 60 s de resfriamento.



Fonte: O autor (2018).

Analisando apenas as temperaturas dos três discos ventilados, inicialmente concluiu-se que o disco ventilado 3 é o melhor, pois é o que possui a menor temperatura no fim da frenagem, no valor de 276,13 °C, e após 60 s, apresenta uma temperatura de aproximadamente 71,56 °C, bem próximo do discos ventilado 1, 68,49 °C e ventilado 2, 70,63 °C. Porém, para obter uma análise mais precisa, é necessário verificar a taxa de calor dissipada em cada disco, que será realizado na seção 4.5 em conjunto com a comparação com o disco sólido.

#### 4.5 COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO DOS DISCOS DO TIPO SÓLIDO E VENTILADO

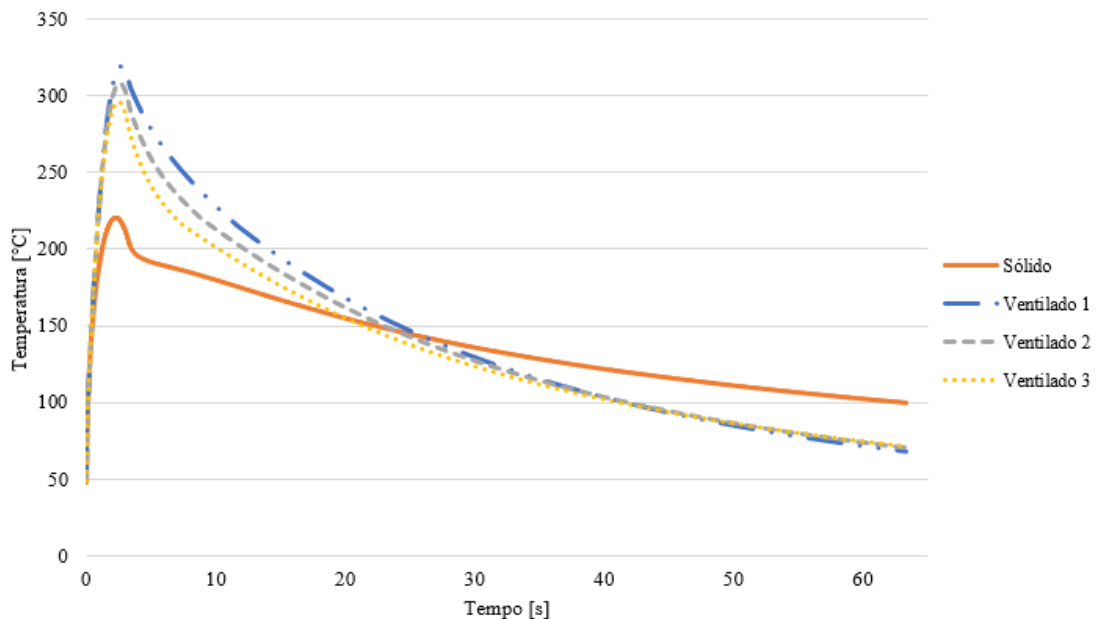
Com os resultados obtidos nas seções anteriores, será possível comparar o desempenho térmico dos discos do tipo sólido e ventilado e verificar qual é a mais eficiente durante o processo de frenagem e resfriamento. Para isso, será analisado a temperatura ao longo do tempo e a taxa de calor dissipada.

Na Figura 32 é apresentado os valores de temperatura para o disco sólido e ventilados 1,2 e 3 em função do tempo. É possível perceber que as três configurações de discos ventilados comparadas ao do disco sólido atingem valores de temperatura maiores durante o período de frenagem e na etapa de resfriamento, a temperatura decresce rapidamente. Estes comportamentos são justificados por dois fatores:

- O primeiro motivo é que o disco ventilado possui uma menor quantidade de massa para uma mesma quantidade de fluxo de calor aplicado, e conforme a primeira lei da termodinâmica, ocorrerá um maior aquecimento no disco.

- A segunda razão é explicada com a presença dos canais nos discos ventilados, que aumentam a taxa de calor dissipada durante a etapa de resfriamento, e com uma menor quantidade de massa, o resfriamento ocorre mais rápido do que o disco sólido.

Figura 32 – Temperatura dos quatros discos de freio.



Fonte: Os autores (2018).

As temperaturas mais críticas a serem analisadas foram retiradas da Figura 32 e representadas nas Tabelas 12, 13 e 14. Na Tabela 12 é mostrado os valores máximos de temperatura que cada disco atingiu antes mesmo do término do processo de frenagem, resultando em uma diferença de 98,52 °C entre o disco sólido e o ventilado 1. A Tabela 13 mostra os valores de temperatura no fim do processo de frenagem e na Tabela 14, é representado os valores de temperatura durante o processo de resfriamento de 15 em 15 segundos, onde é possível perceber que as temperaturas dos três discos ventilados atingem valores menores do que o sólido antes dos 30 s de resfriamento.

Tabela 12 – Temperatura máxima em cada disco.

Sólido [°C]	Ventilado 1 [°C]	Ventilado 2 [°C]	Ventilado 3 [°C]
220,57	319,09	307,73	296,14

Fonte: O autor (2018).

Tabela 13 – Temperatura no fim da frenagem

Sólido [°C]	Ventilado 1 [°C]	Ventilado 2 [°C]	Ventilado 3 [°C]
203,16	306,91	291,53	276,13

Fonte: O autor (2018).

Tabela 14 – Temperatura de resfriamento em intervalos de tempo.

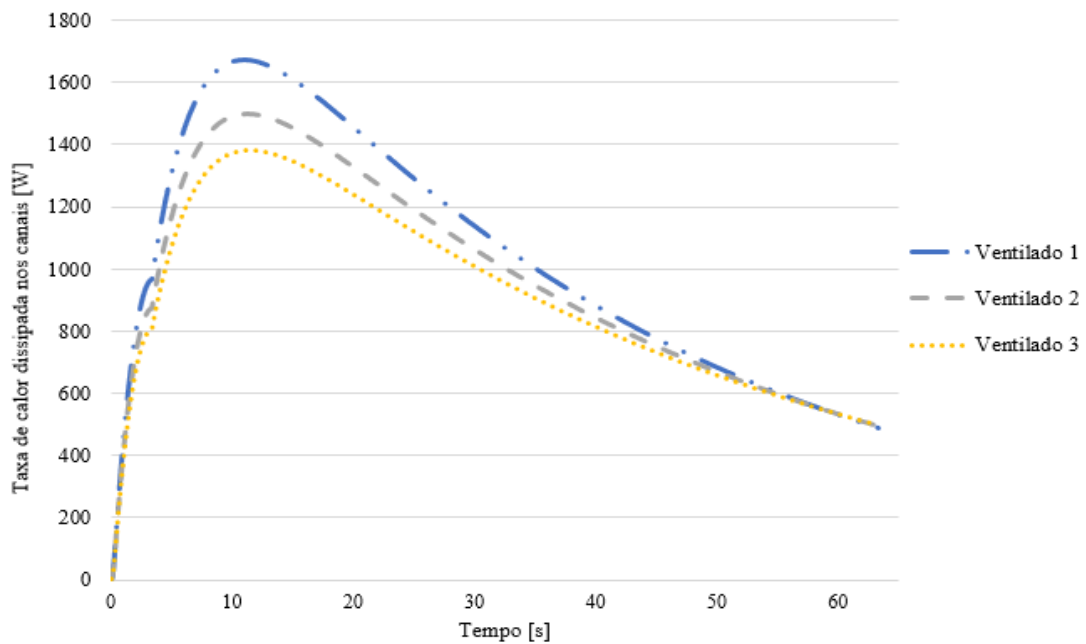
	Sólido [°C]	Ventilado 1 [°C]	Ventilado 2 [°C]	Ventilado 3 [°C]
15 s	158,96	176,67	169,15	161,74
30 s	130,97	120,07	118,41	115,64
45 s	112,95	88,13	89,13	88,83
60 s	100,11	68,49	70,63	71,56

Fonte: O autor (2018).

A grande diferença de temperatura durante o período de frenagem entre o disco sólido e ventilado pode ser um problema para velocidades maiores ou em uma sequência de frenagens, resultando em temperaturas muito elevadas e possivelmente a ocorrência do efeito *fade*. Este resultado justifica um dos motivos de empresas de discos de freio utilizarem uma espessura de pista maior para aumentar a massa do disco.

Para concluir qual disco é melhor, é importante analisar o comportamento do gráfico da taxa de calor dissipada apenas nos canais na Figura 33 e na parte externa do disco na Figura 34. Na Figura 33 é apresentado os resultados para as taxas de calor dissipada. É nítido a eficiência dos canais nos discos ventilados em relação ao disco sólido. Um resultado interessante é que o disco ventilado 1 possui uma taxa de dissipação maior do que o ventilado 2 e 3 em grande parte do tempo, sendo que seu valor máximo local ocorre em aproximadamente 10,85 s com um valor de 1675,00 W, 10,50 % maior do que o disco ventilado 2 e 17,61% para o disco ventilado 3, mesmo possuindo coeficiente de convecção menor e isso ocorre devido à influência da temperatura na superfície que é maior que os outros dois discos e da área que está sofrendo o efeito de convecção também ser maior.

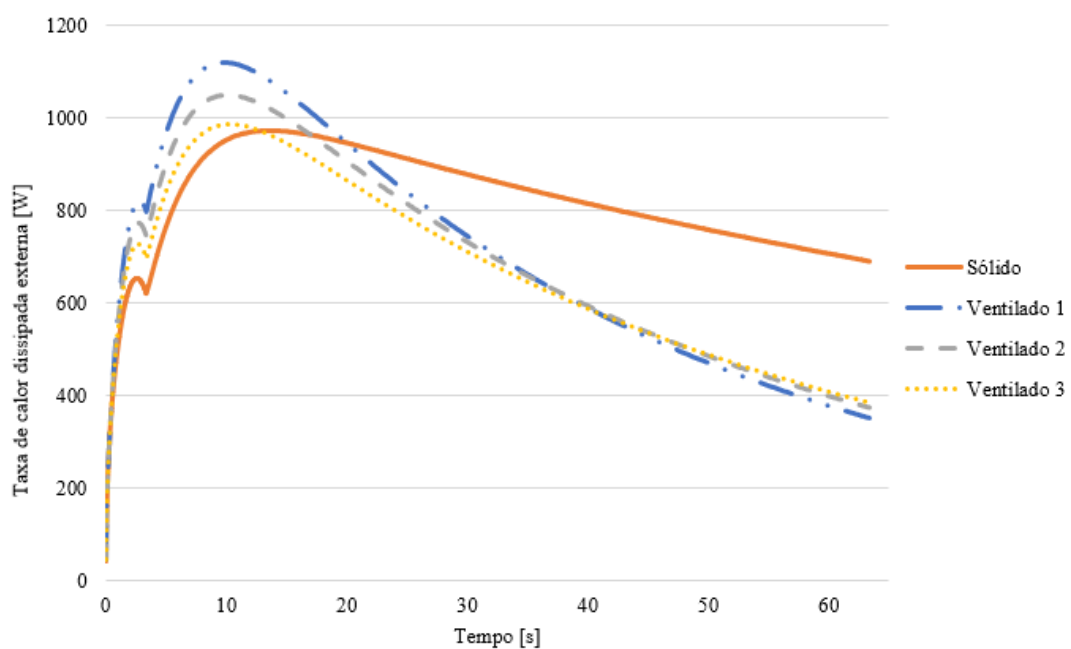
Figura 33 – Taxa de calor dissipada nos canais dos discos ventilados.



Fonte: O autor (2018).

O resultado da taxa de calor dissipada, na parte externa dos discos, conforme a Figura 34, possui a mesma ideia da Figura 33, exceto que nesse caso os valores do coeficiente de convecção são os mesmos para todos os discos, apresentados na Tabela 8. Porém, é notável que a taxa de calor dissipada pelo disco sólido é maior a partir dos 13 s em comparação ao disco ventilado 3 e apenas aos 20 s em relação ao disco ventilado 1.

Figura 34 – Taxa de calor dissipada em todos os discos apenas na parte externa.

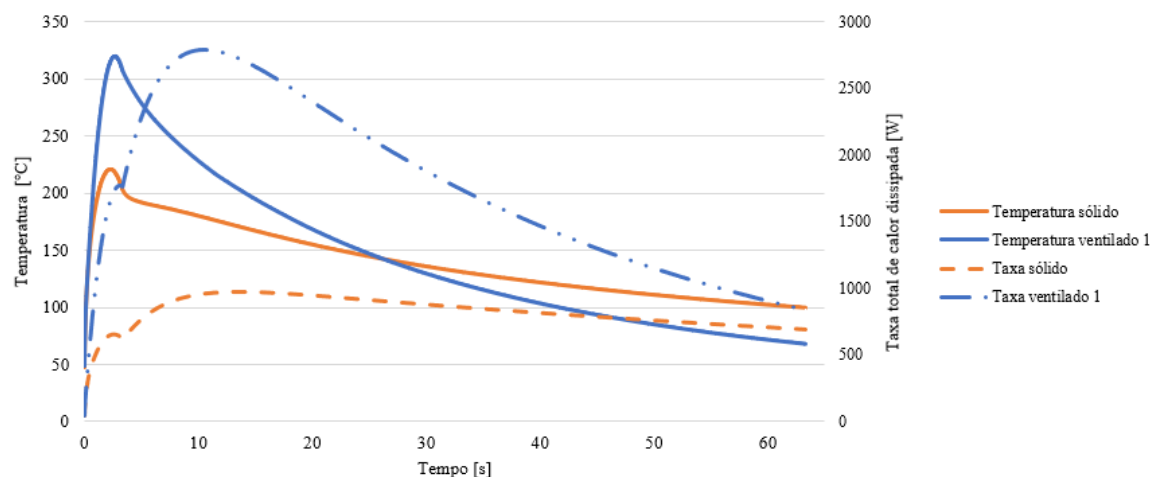


Fonte: O autor (2018).

Isso pode ser explicado devido à temperatura do disco ventilado 3 estar menor que o disco ventilado 1 para esse instante de tempo e pela área selecionada da face ser diferente da área dos discos ventilados, conforme apresentado na seção 3.5.1. Além disso, comparando a Figura 34 com a Figura 32, pode-se perceber que o disco sólido apresenta uma taxa de calor dissipada na parte externa maior que todos os discos em aproximadamente 20 s, e a temperatura apenas entre 20 e 25s. Logo, destaca-se que a temperatura e a taxa de calor dissipada não ocorrem simultaneamente.

Portanto, após a análise dos resultados obtidos, observa-se que os discos ventilados apresentaram uma capacidade de resfriamento maior que o disco sólido, sendo que o resultado mais expressivo foi para o disco ventilado 1 que obteve uma taxa de calor dissipada média de 1599,00 W contra 730,25 W para o disco sólido, o que significa um aumento de 118,97 %. Isso ocorre devido à soma de calor dissipado por parte dos canais e a parte externa do disco ventilado. A Figura 35 apresenta as informações da temperatura e da taxa de calor total dissipada em função do tempo para o disco sólido e ventilado 1.

Figura 35 – Temperatura e taxa total de calor dissipada em função do tempo.



Fonte: O autor (2018).

Entre os três discos ventilados simulados, o disco ventilado 3 apresentou resultados melhores no processo de frenagem por apresentar menor aquecimento, pois sua massa é maior. Porém, no processo de resfriamento, o disco ventilado 1 se saiu melhor em dissipar calor por apresentar menor quantidade de massa e maior área de superfície na região dos canais, sendo considerado o melhor disco ventilado dentre os três simulados neste caso. É importante ressaltar que é necessário realizar outros tipos de simulação em situações que ocorram várias frenagens consecutivas para verificar que não ocorra o efeito *fade* no disco de freio.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta a análise numérica do desempenho térmico de discos de freio do tipo sólido e ventilado. A geometria de referência utilizada no estudo foi um disco de freio sólido de um veículo do fabricante Fiat, modelo Mille Fire 1.0, submetido a uma frenagem de emergência de 100 até 0 km/h, seguida de uma aceleração até 100 km/h e um período de velocidade constante. O disco sólido, foi comparado com três geometrias de discos ventilados, que apresentavam as mesmas dimensões externas do disco sólido. O material dos discos considerado nas análises foi o ferro fundido cinzento FC-150 e o ar como fluido de arrefecimento.

Atualmente existem quatro tipos de discos de freio utilizados em veículos: Disco sólido, ventilado, perfurado e ranhurado. Os discos do tipo sólido e ventilado são comumente utilizados em veículos de passeio se encontram principalmente no eixo dianteiro por possuir boa capacidade de frenagem e dissipação de calor. Os discos de freio do tipo perfurado e ranhurado são usados em veículos de competição por possuírem maior capacidade de frenagem e dissipação de calor devido à adição das perfurações e/ou ranhuras na parte da pista interna e externa.

A ferramenta utilizada para realizar a simulação numérica foi o programa *Transient Thermal*, que possibilita a descrição do comportamento térmico entre os discos. Os parâmetros empregados dentro do programa foi a aplicação do fluxo de calor nas áreas que sofrem fricção entre a pastilha e o disco, sendo que os valores na face externa e interna são diferentes devido à perda de paralelismo. Os coeficientes de convecção foram aplicados nas faces externas dos discos e na região interna dos canais presentes nos discos ventilados. Para realizar o teste de independência de malha, foram realizadas três malhas diferentes para o disco sólido e ventilado 1 durante o processo de frenagem e decidiu-se que a malha estaria convergindo quando a diferença entre as temperaturas máximas fosse menor que 0,50 °C.

Dentre os quatro discos simulados, pode-se perceber a maior eficiência dos discos ventilados em dissipar calor em relação ao disco sólido pelo fato de ter a presença dos canais, resultando em uma taxa de calor dissipada 118,97 % maior para o disco ventilado 1 em relação ao disco sólido. Porém, a característica de possuir uma menor massa gera um grande problema,

que é a probabilidade de ocorrer o efeito *fade*. O tamanho dos canais possui grande importância no arrefecimento do freio, entretanto, há uma relação direta entre o tamanho do canal, aumento da massa e na taxa de calor dissipada.

Dentre os três discos ventilados testados, durante o processo de frenagem o disco ventilado 3 apresentou uma temperatura de 276,13 °C, 30,78 °C menor que o disco ventilado 1 e 15,40 °C menor que o disco ventilado 2. Porém, durante o resfriamento, o disco ventilado 1 se saiu melhor, apresentando uma maior capacidade de dissipar calor, obtendo após 60 s de resfriamento uma temperatura de 68,49 °C, 2,14 °C menor que o disco ventilado 2 e 3,07 °C menor que o disco ventilado 3, concluindo-se que nesta situação em que os discos foram submetidos, o ventilado 1 obteve um melhor resultado.

Desta forma, com este trabalho foi possível entender a importância em se estudar o comportamento térmico dos freios, por ser um dos principais mecanismos de segurança de qualquer veículo. Com relação aos tipos de discos de freio, foi comprovado o motivo pelo qual os discos sólidos são cada vez menos utilizados no dia-a-dia, limitando-se a alguns carros populares.

A sugestão para trabalhos futuros é realizar a validação experimental do modelo utilizado neste trabalho e comparar os resultados obtidos. Outro trabalho possível é simular o resfriamento dos discos de freio ventilado, variando a espessura dos discos e comparando a eficiência entre eles. Essa etapa pode ser complementada utilizando um programa de simulação CFD e um modelo de ¼ do veículo, tornando o resultado mais realista ao considerar fatores que podem influenciar o resultado como a aerodinâmica. Outro trabalho que também pode ser realizado é utilizar diferentes tipos de ferro fundido cinzento aplicados atualmente na composição dos freios, verificando as vantagens e desvantagens de cada material.

## REFERÊNCIAS

- AGRESTI, R. **Freio a tambor é mais barato, mas cobra preço em segurança nas motos**. 2014. Disponível em: <<http://g1.globo.com/carros/dicas-de-motos/noticia/2014/05/freio-a-tambor-e-mais-barato-mas-cobra-preco-em-seguranca-nas-motos.html>>. Acesso em: 04 set. 2017.
- ALNAQI, A. A.; BARTON, D. C.; BROOKS, P. C. Reduced scale thermal characterization of automotive disc brake. **Applied Thermal Engineering**. Leeds, United Kingdom, p. 658-668. 1 out. 2014.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10966-1: Veículos Rodoviários automotores - Sistema de freio**. 2 ed. Rio de Janeiro, RJ: ABNT, 2016. 32 p
- BARBOSA, V. A. C. **A influência do processo produtivo na qualidade final de pastilhas de freio automotiva**. 2017. 85 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.
- BELHOCINE, A.; ABDULLAH, O. I. Finite Element Analysis of Automotive Disc Brake and Pad in Frictional Model Contact. **Int J of Advanced Design and Manufacturing Technology**, v. 7/ n. 4, 2014, p. 27-42, 2014.
- BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermomechanical coupling model. **Ain Shams Engineering Journal**. Oran, Argélia, p. 475-483. 05 jul. 2011.
- BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.
- CHOLLET, H. **Curso prático e profissional para mecânicos de automóveis: o veículo e seus componentes**. Curitiba: Hemus, 2002.
- CIOLFI, M. José. **Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado**. 2010. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Universitário da Fei, São Bernardo do Campo, 2010.
- COSTA, P. G. **A bíblia do carro**. São Paulo, 2002. 244 p.
- DIAS, A. **Sistema de freios automotivos**. 2016. Disponível em: <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2016/02/sistema-de-freios-automotivos/>>. Acesso em: 11 nov. 2017.



DIULGHEROGLO, P. A. **A História dos freios**. 2007. Disponível em: <<https://boechatfreios.files.wordpress.com/2014/01/a-histc3b3ria-dos-freios.pdf>>. Acesso em: 04 set. 2017.

FONSECA, Ricardo Lopes da. **Saiba como usar o freio-motor do carro**. 2009. Disponível em: <<http://g1.globo.com/Noticias/Carros/0,,MUL997643-9658,00-SAIBA+COMO+USAR+O+FREIOMOTOR+DO+CARRO.html>>. Acesso em: 03 nov. 2017.

FREMAX (Santa Catarina). **Catálogo e loja virtual**. 2018. Disponível em: <<https://www.fremax.com.br/br/peca/BD1815?c=BD1815&ordem=1737>>. Acesso em: 01 dez. 2018.

GARDINALLI, G. J. **Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS**. 2005. 96 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de mestrado em Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

GILLESPIE, T. D. **Fundamental of Vehicles Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.

GRADELA, F. B. **Identificação das falhas utilizando FMEA no sistema de freios de carros de competição on-road - Fórmula-SAE**. 2013. 94 p. Dissertação (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013.

GUESSER, Wilson Luiz et al. **Ferros Fundidos Empregados para Discos e Tambores de Freio**. **Sae Brasil**. Gramado, Rs, p. 1-6. 2003.

HEISLER, Heinz. **Advanced vehicle technology**. Warrendale: Butterworth-Heinemann, 2002. 656 p.

IOMBRILLER, Silvia Faria. **Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados**. 2002. 196 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2002.

KAWAGUCHI, Hiroaki. **Comparação da análise de conforto de frenagem subjetiva x objetiva de um veículo de passeio**. 2005. 118p. Dissertação (Graduação) – Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

LIMPERT, R. **Brake and design and safety**. 2.ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc., 1999.

MARKETING. **Quais são os tipos de discos de freio?** 2017. Disponível em: <<http://www.grupopmz.com/sistema-de-freio/quais-sao-os-tipos-de-discos-de-freio/>>. Acesso em: 01 nov. 2018.

NETO, A. C. **Dinâmica Veicular**. São Carlos, [2000]. 165 p.

NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E.; LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quaseestática de veículos automotores**. Florianópolis: Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012. 347 p.

ROCHA, G. **Componentes de um sistema de freio**. 2009. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/04/componentes-do-sistema-de-freio/>>. Acesso em: 28 out. 2017.

RODRIGUEZ, H. **Qual a diferença entre freios ventilados, perfurados e sólidos?** 2018. Disponível em: <<https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/qual-a-diferenca-entre-os-freios-ventilados-perfurados-e-solidos/>>. Acesso em: 02 nov. 2018.

SILVA, F. O. F. **Dinâmica de frenagem e análise térmica de freio a disco ventilado automotivo**. 2016. 71 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

STEPHENS, A. **Aerodynamic cooling of automotive disc brakes**. 2006. 117 f. Thesis of Master Engineering, School of Aerospace, Mechanical e Manufacturing, RMIT, University. Melbourne, mar. 2006.

TEHRANI, P. H.; TABELI, M. Stress and Temperature Distribution Study in a Functionally Graded Brake Disk. **International Journal Of Automotive Engineering**. Tehran, Iran, p. 172-179. jul. 2012.

Wong, J.Y. **Theory of Ground Vehicles**. Hoboken, N.J. Wiley, 2008.

YOSHIDA, L. S. **Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro de competição classe Fórmula SAE**. 2013. 99 p. Dissertação (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013.